

**Titre:** Conception d'un banc d'essai pour analyser les mouvements  
**Title:** bidimensionnels d'un cylindre à faible ratio de masse subissant des  
vibrations induites par vortex

**Auteur:** Marc Berenguer  
**Author:**

**Date:** 2025

**Type:** Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

**Référence:** Berenguer, M. (2025). Conception d'un banc d'essai pour analyser les  
**Citation:** mouvements bidimensionnels d'un cylindre à faible ratio de masse subissant des  
vibrations induites par vortex [Mémoire de maîtrise, Polytechnique Montréal].  
PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/68825/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**  
Open Access document in PolyPublie

**URL de PolyPublie:**  
**PolyPublie URL:** <https://publications.polymtl.ca/68825/>

**Directeurs de  
recherche:** Cédric Béguin, & Stéphane Étienne  
**Advisors:**

**Programme:** Génie mécanique  
**Program:**

**POLYTECHNIQUE MONTRÉAL**

affiliée à l'Université de Montréal

**Conception d'un banc d'essai pour analyser les mouvements bidimensionnels  
d'un cylindre à faible ratio de masse subissant des vibrations induites par vortex**

**MARC BERENGUER**

Département de génie mécanique

Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*  
Génie mécanique

Août 2025

**POLYTECHNIQUE MONTRÉAL**

affiliée à l'Université de Montréal

Ce mémoire intitulé :

**Conception d'un banc d'essai pour analyser les mouvements bidimensionnels  
d'un cylindre à faible ratio de masse subissant des vibrations induites par vortex**

présenté par **Marc BERENGUER**

en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*  
a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

**Frédéric GOSSELIN**, président

**Stéphane ÉTIENNE**, membre et directeur de recherche

**Cédric BÉGUIN**, membre et codirecteur de recherche

**Bianca VIGGIANO**, membre

## DÉDICACE

## REMERCIEMENTS

Tout d'abord, je tiens à exprimer ma gratitude envers mes directeur et codirecteur de recherche, Stéphane Étienne et Cédric Béguin, pour m'avoir proposé ce projet de recherche et pour leur accompagnement tout au long de ma maîtrise. Par les échanges que l'on a pu avoir et grâce à leur expertise, j'ai pu avancer au maximum de mes capacités sur ce projet. Je voudrais également remercier mes collègues de laboratoire, Ali, Othmane et Paulo, qui m'ont aidé sur certains aspects techniques de mon projet, sur les différents montages que j'ai dû effectuer et qui ont contribué grandement à créer une bonne ambiance de travail. Je voudrais aussi remercier les techniciens qui m'ont aidé à réaliser mes idées et sans qui ce projet n'aurait pas pu aboutir, Guy Gironne, Vincent Mayer, Steve Dubé, Benedict Besner, Christian-Charles Martel et Fabrice Danet. De plus, je remercie tous les animateurs de Polyfab qui m'ont laissé ce lieu à disposition et qui m'ont appris à utiliser les machines présentes à l'atelier pour l'usinage de certaines pièces. Enfin, je remercie mes amis, Alexandre, François, Léa, Lucas, Lucie et Melvin, qui m'ont soutenu tout au long de ce projet dans les bons comme les mauvais moments.

## RÉSUMÉ

Ce mémoire s'inscrit dans le cadre de l'étude expérimentale des vibrations induites par vortex (Vortex-Induced Vibrations, VIV) d'un cylindre circulaire en écoulement transverse d'eau. L'objectif principal de cette recherche est la conception d'un dispositif permettant de déterminer l'amplitude du mouvement du cylindre lorsque l'on minimise le ratio de masse  $m^*$  et le coefficient d'amortissement structurel  $\zeta_a$ , deux paramètres critiques dans le comportement des VIV. On espère ainsi maximiser l'amplitude de vibration.

Le dispositif repose sur un cylindre monté dans une section d'essai intégrée aux boucles hydrodynamiques du LEGH (Laboratoire Expérimental Grande Hauteur) de Polytechnique Montréal. L'une des contributions originales de ce travail réside dans la capacité à permettre un mouvement libre bidimensionnel dans le plan  $XY$ , sans recourir à un système pendulaire. Cette approche permet d'éviter les déséquilibres tourbillonnaires et les dissipations énergétiques associées à l'asymétrie des structures classiques.

Une première itération du système, imprimée en 3D avec de l'ABS, reposait sur un mécanisme de glissement plan sur plan pour assurer le mouvement bidimensionnel. Bien qu'elle ait permis de valider les principes mécaniques et de démontrer la possibilité d'atteindre un ratio de masse  $m^* = 0,32$ , inférieur au seuil critique identifié dans la littérature, cette version présentait plusieurs limitations structurelles : manque de rigidité, gauchissement des composants et amortissement excessif. Ces constats ont conduit à une refonte complète du dispositif.

La version finale, construite en fibre de carbone, adopte un système de guidage par bielles permettant une translation libre selon deux directions orthogonales. Le cylindre, redimensionné pour respecter les critères dynamiques visés, a été analysé par éléments finis à l'aide du logiciel ABAQUS afin de valider sa résistance sous chargement hydrodynamique. Parallèlement, l'ensemble du système a été modélisé sous SOLIDWORKS pour assurer la compatibilité géométrique des assemblages, vérifier les débattements permis et estimer avec précision le ratio de masse du système. Celui-ci a été confirmé à  $m^* = 0,32$ , montrant la robustesse du design proposé.

Les résultats obtenus confirment la pertinence et la faisabilité de l'approche retenue. Ils constituent une base solide pour la réalisation de futures campagnes expérimentales visant à approfondir la compréhension des couplages fluide-structure en régime subcritique et à bas nombre de Reynolds.

## ABSTRACT

This thesis focuses on the development of an experimental platform designed to study vortex-induced vibrations (VIV) of a circular cylinder in transverse flow of water. The main goal is to achieve a low structural damping ratio  $\zeta_a$  and mass ratio  $m^*$ , thereby maximizing the amplitude of cylinder oscillations and enhancing fluid–structure interaction in the low Reynolds number regime.

The centerpiece of the setup is a carbon fiber cylinder mounted in a transparent test section connected to the hydrodynamic loops available at Polytechnique Montréal. A central design innovation lies in enabling a planar bidirectional motion in the  $XY$ -plane without relying on pendular suspensions, which tend to generate asymmetric vortex patterns and undesirable energy dissipation.

An initial prototype, fabricated through 3D printing in ABS, employed a planar sliding system to constrain the cylinder’s movement. Although this version validated the feasibility of achieving a subcritical mass ratio  $m^* = 0.32$ , it exhibited key mechanical limitations such as insufficient stiffness and warping of the supporting splitter plates. These issues led to excessive damping and compromised dynamic fidelity, necessitating a full redesign.

The improved configuration relies on a system of rigid linkages enabling unconstrained movement along two orthogonal axes. A new cylinder was designed and numerically assessed using ABAQUS to verify its structural performance under fluid loading. All components were then modeled in 3D using SOLIDWORKS, allowing for a detailed assembly analysis and accurate computation of the system’s submerged mass properties. The revised setup maintains a theoretical mass ratio of  $m^* = 0.32$ , ensuring conditions favorable to the onset of VIV.

Overall, the outcomes validate the design strategy and offer a solid experimental framework for future studies aiming to explore fluid–structure coupling mechanisms in regimes where inertial effects are minimized.

## TABLE DES MATIÈRES

|                                                                                                                 |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| DÉDICACE . . . . .                                                                                              | iii |
| REMERCIEMENTS . . . . .                                                                                         | iv  |
| RÉSUMÉ . . . . .                                                                                                | v   |
| ABSTRACT . . . . .                                                                                              | vi  |
| LISTE DES TABLEAUX . . . . .                                                                                    | xi  |
| LISTE DES FIGURES . . . . .                                                                                     | xii |
| CHAPITRE 1 INTRODUCTION . . . . .                                                                               | 1   |
| 1.1 Contexte et problématique . . . . .                                                                         | 1   |
| 1.2 Objectifs . . . . .                                                                                         | 2   |
| 1.3 Plan du mémoire . . . . .                                                                                   | 2   |
| 1.4 Intérêt de la recherche . . . . .                                                                           | 3   |
| CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE . . . . .                                                                       | 4   |
| 2.1 Introduction de la revue de littérature . . . . .                                                           | 4   |
| 2.2 Paramètres dimensionnels . . . . .                                                                          | 4   |
| 2.3 Paramètres adimensionnels . . . . .                                                                         | 5   |
| 2.3.1 Paramètres d'écoulement . . . . .                                                                         | 6   |
| 2.3.2 Paramètres structurels . . . . .                                                                          | 6   |
| 2.3.3 Paramètres d'interaction fluide-structure . . . . .                                                       | 7   |
| 2.3.4 Nombres adimensionnels décrivant les VIV . . . . .                                                        | 7   |
| 2.4 Revue de littérature . . . . .                                                                              | 9   |
| 2.4.1 Études numériques du mouvement d'un cylindre soumis à des vibrations induites par vortex . . . . .        | 10  |
| 2.4.2 Études expérimentales du mouvement 1D d'un cylindre soumis à des vibrations induites par vortex . . . . . | 13  |
| 2.4.3 Études expérimentales du mouvement 2D d'un cylindre soumis à des vibrations induites par vortex . . . . . | 19  |
| 2.5 Synthèse de la revue de littérature . . . . .                                                               | 27  |
| 2.6 Objectifs détaillés et limitations techniques . . . . .                                                     | 32  |

|            |                                                                                                                                         |    |
|------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| CHAPITRE 3 | CONCEPTION DU DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL EN UTILISANT                                                                                      |    |
|            | UN CYLINDRE EN ABS . . . . .                                                                                                            | 34 |
| 3.1        | Conception du cylindre . . . . .                                                                                                        | 36 |
| 3.1.1      | Rappels théoriques . . . . .                                                                                                            | 36 |
| 3.1.2      | Distribution des vitesses sur le cylindre . . . . .                                                                                     | 39 |
| 3.1.3      | Distribution de pression sur la paroi d'un cylindre . . . . .                                                                           | 39 |
| 3.1.4      | Modélisation 3D du cylindre sur ABAQUS . . . . .                                                                                        | 42 |
| 3.1.5      | Conclusion de la section . . . . .                                                                                                      | 45 |
| 3.2        | Conception de la plaque inférieure réglable . . . . .                                                                                   | 45 |
| 3.2.1      | Détermination de l'épaisseur minimale de la plaque . . . . .                                                                            | 46 |
| 3.2.2      | Choix des rondelles Belleville . . . . .                                                                                                | 47 |
| 3.3        | Conception du système de remise en position . . . . .                                                                                   | 48 |
| 3.3.1      | Calcul de l'énergie potentielle du système . . . . .                                                                                    | 49 |
| 3.3.2      | Choix des ressorts à utiliser . . . . .                                                                                                 | 57 |
| 3.4        | Modélisation tridimensionnelle du dispositif expérimental sous SOLIDWORKS . . . . .                                                     | 61 |
| 3.4.1      | Modélisation de la veine d'essai de section $25 \times 25 \text{ cm}^2$ . . . . .                                                       | 61 |
| 3.4.2      | Modélisation de la fenêtre de plexiglas inférieure . . . . .                                                                            | 62 |
| 3.4.3      | Modélisation de la fenêtre de plexiglas supérieure . . . . .                                                                            | 62 |
| 3.4.4      | Modélisation de la plaque support inférieure . . . . .                                                                                  | 64 |
| 3.4.5      | Modélisation de la plaque support supérieure . . . . .                                                                                  | 65 |
| 3.4.6      | Modélisation du cylindre et des <i>splitter plates</i> . . . . .                                                                        | 66 |
| 3.4.7      | Modélisation d'un système de réglage de la force de rappel du ressort<br>de traînée grâce à un système d'enroulement de câble . . . . . | 69 |
| 3.4.8      | Assemblage tridimensionnel complet du dispositif expérimental . . . . .                                                                 | 71 |
| 3.5        | Estimation du ratio de masse du système expérimental . . . . .                                                                          | 72 |
| 3.5.1      | Évaluation de la masse équivalente d'un ressort . . . . .                                                                               | 73 |
| 3.5.2      | Calcul du ratio de masse du système pour un cylindre de diamètre 40<br>mm . . . . .                                                     | 74 |
| 3.6        | Calcul du ratio d'amortissement du système pour un cylindre de diamètre 40 mm . . . . .                                                 | 75 |
| 3.6.1      | Hypothèses et paramètres utilisés . . . . .                                                                                             | 76 |
| 3.6.2      | Calcul du ratio d'amortissement structurel . . . . .                                                                                    | 76 |
| 3.6.3      | Application numérique (en air) . . . . .                                                                                                | 77 |
| 3.6.4      | Ajout des effets du fluide (eau) . . . . .                                                                                              | 77 |
| 3.6.5      | Amortissement total . . . . .                                                                                                           | 79 |
| 3.7        | Plage de vitesse réduite . . . . .                                                                                                      | 79 |
| 3.8        | Conclusion . . . . .                                                                                                                    | 80 |

|            |                                                                                                      |     |
|------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| CHAPITRE 4 | ÉTUDES EXPÉRIMENTALES . . . . .                                                                      | 81  |
| 4.1        | Impression 3D du cylindre et des <i>splitter plates</i> . . . . .                                    | 82  |
| 4.2        | Expériences préliminaires au A106 . . . . .                                                          | 84  |
| 4.2.1      | Description de la boucle hydrodynamique du A106 . . . . .                                            | 84  |
| 4.2.2      | Dispositif de capture vidéo du mouvement du cylindre . . . . .                                       | 85  |
| 4.3        | Suivi du mouvement du cylindre à partir d'images expérimentales . . . . .                            | 86  |
| 4.4        | Mesure du ratio d'amortissement structurel $\zeta$ . . . . .                                         | 87  |
| 4.5        | Mesure expérimentale du ratio de masse $m^*$ . . . . .                                               | 88  |
| 4.6        | Conclusion . . . . .                                                                                 | 90  |
| CHAPITRE 5 | CONCEPTION D'UN DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL EN FIBRE<br>DE CARBONE . . . . .                             | 93  |
| 5.1        | Modélisation 3D du cylindre sur ABAQUS . . . . .                                                     | 94  |
| 5.1.1      | Conclusion de la section . . . . .                                                                   | 97  |
| 5.2        | Conception du système de remise en position du cylindre en fibre de carbone                          | 97  |
| 5.3        | Plage de vitesse réduite . . . . .                                                                   | 103 |
| 5.3.1      | Calcul de la masse équivalente . . . . .                                                             | 104 |
| 5.3.2      | Fréquence propre du système . . . . .                                                                | 104 |
| 5.4        | Conception du système de guidage du mouvement plan XY à l'aide de bielles                            | 105 |
| 5.5        | Conception du système permettant le mouvement du cylindre . . . . .                                  | 106 |
| 5.6        | Modélisation 3D du dispositif expérimental sur SOLIDWORKS . . . . .                                  | 108 |
| 5.6.1      | Modélisation de la vitre de plexiglas inférieure . . . . .                                           | 108 |
| 5.6.2      | Modélisation de la fenêtre de plexiglas supérieure . . . . .                                         | 109 |
| 5.6.3      | Modélisation du cylindre . . . . .                                                                   | 110 |
| 5.6.4      | Assemblage tridimensionnel complet du dispositif expérimental . . .                                  | 112 |
| 5.7        | Calcul du ratio de masse du système pour un cylindre de diamètre 42 mm .                             | 113 |
| 5.8        | Incertitudes liées au calcul du ratio de masse du système en fibre de carbone                        | 115 |
| 5.8.1      | Calcul de l'énergie cinétique du système bielle-manivelle avec longueurs<br>$L_1$ et $L_2$ . . . . . | 115 |
| 5.8.2      | Calcul des angles $\theta$ et $\alpha$ et des vitesses angulaires respectives . . . .                | 118 |
| 5.8.3      | Comparatif des deux méthodes permettant d'identifier les incertitudes<br>de calcul . . . . .         | 119 |
| 5.9        | Conclusion . . . . .                                                                                 | 121 |
| CHAPITRE 6 | CONCLUSION . . . . .                                                                                 | 122 |
| 6.1        | Synthèse des travaux . . . . .                                                                       | 122 |
| 6.2        | Limitations de la solution proposée et perspectives d'amélioration . . . . .                         | 123 |

|                      |     |
|----------------------|-----|
| RÉFÉRENCES . . . . . | 124 |
|----------------------|-----|

## LISTE DES TABLEAUX

|              |                                                                                                                       |     |
|--------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Tableau 2.1  | Paramètres numériques de Yu et al. [3] . . . . .                                                                      | 11  |
| Tableau 2.2  | Paramètres expérimentaux de Étienne et Pelletier [2] . . . . .                                                        | 12  |
| Tableau 2.3  | Paramètres expérimentaux de Govardhan et Williamson [5] . . . . .                                                     | 14  |
| Tableau 2.4  | Paramètres expérimentaux de Modir et Goudarzi [6] . . . . .                                                           | 15  |
| Tableau 2.5  | Paramètres expérimentaux de Konstantinidis et al. [7] . . . . .                                                       | 16  |
| Tableau 2.6  | Paramètres expérimentaux de Bourguet et Mathis [8] . . . . .                                                          | 18  |
| Tableau 2.7  | Paramètres expérimentaux de Assi [9] . . . . .                                                                        | 18  |
| Tableau 2.8  | Paramètres expérimentaux de Jauvtis et Williamson [10] . . . . .                                                      | 21  |
| Tableau 2.9  | Paramètres expérimentaux de Stappenbelt et al. [11] . . . . .                                                         | 22  |
| Tableau 2.10 | Paramètres expérimentaux de Srinil, Ma et Zhang [12] . . . . .                                                        | 23  |
| Tableau 2.11 | Paramètres expérimentaux de Encke et Gedikl [13] . . . . .                                                            | 25  |
| Tableau 2.12 | Paramètres expérimentaux de Aye et Srinil [14] . . . . .                                                              | 26  |
| Tableau 2.13 | Tableau récapitulatif des résultats obtenus pour les mouvements 1D .                                                  | 29  |
| Tableau 2.14 | Tableau récapitulatif des résultats obtenus pour les mouvements 2D .                                                  | 32  |
| Tableau 3.1  | Sélection du ressort transverse et du ressort de traînée compatibles avec<br>les contraintes de déplacement . . . . . | 59  |
| Tableau 3.2  | Masse volumique des matériaux assignés dans SOLIDWORKS . . . . .                                                      | 75  |
| Tableau 3.3  | Propriétés physiques des composants immergés du système . . . . .                                                     | 75  |
| Tableau 4.1  | Propriétés physiques réelles des composants immergés du système . .                                                   | 90  |
| Tableau 5.1  | Masse volumique des matériaux assignés dans SOLIDWORKS . . . . .                                                      | 114 |

## LISTE DES FIGURES

|             |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             |    |
|-------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure 2.1  | Schéma définissant les paramètres dimensionnels de l'étude . . . . .                                                                                                                                                                                                                                                                        | 5  |
| Figure 2.2  | Illustration des amplitudes typiques causées par les vibrations induites par vortex extrait de Yu et al. [3] . . . . .                                                                                                                                                                                                                      | 10 |
| Figure 2.3  | Évolution de l'amplitude maximale en fonction du nombre de Reynolds extrait de Yu et al. [3]. Les symboles rouges correspondent aux valeurs trouvées numériquement dans l'article alors que les symboles noirs sont une compilation des valeurs expérimentales trouvées dans d'autres articles traitant des VIV . . . . .                   | 12 |
| Figure 2.4  | Amplitude maximale en fonction de $U_r$ pour plusieurs Reynolds extrait de Étienne et Pelletier [2] . . . . .                                                                                                                                                                                                                               | 13 |
| Figure 2.5  | Transition de l'amplitude $A^*$ en fonction de $m^*$ , montrant l'apparition soudaine de vibrations en dessous de $m^*_{\text{crit}} = 0,542$ (Govardhan et Williamson [5]) . . . . .                                                                                                                                                       | 14 |
| Figure 2.6  | Schéma du dispositif et résultats obtenus par Modir et Goudarzi [6] .                                                                                                                                                                                                                                                                       | 16 |
| Figure 2.7  | Schéma du système utilisé lors des expériences de Konstantinidis et al. [7]                                                                                                                                                                                                                                                                 | 17 |
| Figure 2.8  | Amplitude des vibrations dans le cas laminaire extrait de Bourguet et Mathis [8] . . . . .                                                                                                                                                                                                                                                  | 17 |
| Figure 2.9  | Schéma de la configuration expérimentale extrait de Bourguet et Mathis [8] . . . . .                                                                                                                                                                                                                                                        | 19 |
| Figure 2.10 | Représentation du cylindre aval monté sur le système à un degré de liberté dans la section d'essai du canal à eau extrait de Assi [9]. Vue en coupe transversale. Les dimensions sont en millimètres . . . . .                                                                                                                              | 20 |
| Figure 2.11 | Amplitudes transverse et axiale normalisées extrait de Jauvtis et Williamson [10]. Les symboles pleins ( $\bullet$ ) représentent les données Y seules, et les symboles vides ( $\circ$ ) correspondent aux données XY. Les symboles « bull's eye » ( $\oplus$ ) indiquent les points où le DPIV a été étudié pour le mouvement XY. . . . . | 22 |
| Figure 2.12 | Schéma du dispositif expérimental de Stappenbelt et al. [11] . . . . .                                                                                                                                                                                                                                                                      | 23 |
| Figure 2.13 | Évolution des amplitudes transversales normalisées maximales en fonction de différentes valeurs de ratio de masse $m^*$ extrait de Stappenbelt et al. [11] . . . . .                                                                                                                                                                        | 24 |
| Figure 2.14 | Schéma du montage expérimental et orientations des flux : convexe, concave et perpendiculaire à la courbure extrait de Srinil, Ma et Zhang [12]                                                                                                                                                                                             | 25 |

|             |                                                                                                                                                                                                |    |
|-------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure 2.15 | Comparaison des amplitudes normalisées bidirectionnelles en flux concave et convexe extrait de Srinil, Ma et Zhang [12] . . . . .                                                              | 26 |
| Figure 2.16 | Schéma du dispositif expérimental : (a) canal à recirculation et cylindre pivoté, (b) détail du montage et des réseaux de rectification extrait de Encke et Gedikli [13] . . . . .             | 27 |
| Figure 2.17 | Réponse d'amplitudes non dimensionnelle en direction axiale et transverse en fonction de la vitesse réduite normalisée ( $U$ ) extrait de Encke et Gedikli [13] . . . . .                      | 28 |
| Figure 2.18 | Système de pendule à ressort : (a) connexion entre la jointure universelle et le tube en fibre de carbone, (b) configuration du ressort et du cylindre extrait de Aye et Srinil [14] . . . . . | 29 |
| Figure 2.19 | Amplitudes moyennes et efficaces normalisées du cylindre pour les directions en ligne, transversale et l'angle d'inclinaison verticale extrait de Aye et Srinil [14] . . . . .                 | 30 |
| Figure 2.20 | Évolution de l'amplitude maximale 1D en fonction du ratio de masse $m^*$ et du ratio d'amortissement $\zeta$ . . . . .                                                                         | 31 |
| Figure 2.21 | Évolution de l'amplitude maximale transverse 2D en fonction du ratio de masse $m^*$ et du ratio d'amortissement $\zeta$ . . . . .                                                              | 31 |
| Figure 3.1  | Principe du mouvement dans le plan $XY$ à l'aide d'un appui plan. . .                                                                                                                          | 35 |
| Figure 3.2  | Structure en nid d'abeille permettant d'uniformiser l'écoulement . . .                                                                                                                         | 37 |
| Figure 3.3  | Évolution du nombre de Strouhal en fonction du nombre de Reynolds extrait de Aronsen et al. [17] . . . . .                                                                                     | 38 |
| Figure 3.4  | Distribution théorique de la pression sur la paroi d'un cylindre extrait de Aronsen et al. [17] . . . . .                                                                                      | 40 |
| Figure 3.5  | Répartition de la pression autour du cylindre, normalisée par $\frac{1}{2}\rho V^2$ , incluant la zone de séparation. . . . .                                                                  | 41 |
| Figure 3.6  | Conditions aux limites utilisées dans la modélisation 3D du cylindre .                                                                                                                         | 43 |
| Figure 3.7  | Analyse de la résistance à la flexion du cylindre soumis à la traînée .                                                                                                                        | 43 |
| Figure 3.8  | Conditions aux limites utilisées dans la modélisation 3D du cylindre .                                                                                                                         | 44 |
| Figure 3.9  | Analyse de la résistance à la pression en coque du cylindre . . . . .                                                                                                                          | 45 |
| Figure 3.10 | Analyse de la résistance aux sollicitations combinées sur le cylindre .                                                                                                                        | 46 |
| Figure 3.11 | Schématisation du système de remise en position utilisant quatre ressorts inclinés à $45^\circ$ et un ressort pour la traînée . . . . .                                                        | 50 |
| Figure 3.12 | Schématisation du système de remise en position utilisant deux ressorts transverses et un ressort pour la traînée . . . . .                                                                    | 55 |

|             |                                                                                                                                                                                                                                                                                  |    |
|-------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure 3.13 | Mouvement typique en lemniscate dans le plan $XY$ induit par les VIV extrait de Yu et al. [3] . . . . .                                                                                                                                                                          | 59 |
| Figure 3.14 | Ressort transverse et ressort de traînée choisis pour notre projet dans le catalogue du site McMaster-Carr. . . . .                                                                                                                                                              | 60 |
| Figure 3.15 | Champ de l'énergie potentielle dans le plan $XY$ . . . . .                                                                                                                                                                                                                       | 60 |
| Figure 3.16 | Modélisation de la veine d'essai de section $25 \times 25 \text{ cm}^2$ sur SOLIDWORKS                                                                                                                                                                                           | 62 |
| Figure 3.17 | Modélisation de la fenêtre de plexiglas inférieure sur SOLIDWORKS vue de biais . . . . .                                                                                                                                                                                         | 63 |
| Figure 3.18 | Modélisation de la fenêtre de plexiglas inférieure sur SOLIDWORKS vue de haut . . . . .                                                                                                                                                                                          | 63 |
| Figure 3.19 | Modélisation de la fenêtre de plexiglas supérieure sur SOLIDWORKS vue en coupe . . . . .                                                                                                                                                                                         | 64 |
| Figure 3.20 | Modélisation de la fenêtre de plexiglas supérieure sur SOLIDWORKS vue de haut . . . . .                                                                                                                                                                                          | 65 |
| Figure 3.21 | Modélisation de l'assemblage permettant le réglage de la plaque support inférieure sur SOLIDWORKS . . . . .                                                                                                                                                                      | 66 |
| Figure 3.22 | Modélisation du système en mouvement sur SOLIDWORKS . . . . .                                                                                                                                                                                                                    | 67 |
| Figure 3.23 | Schématisation du placement des patins sur la <i>splitter plate</i> . . . . .                                                                                                                                                                                                    | 68 |
| Figure 3.24 | Modélisation du petit cylindre surélevé fixé à la <i>splitter plate</i> et qui permet la liaison avec les ressorts sur SOLIDWORKS . . . . .                                                                                                                                      | 68 |
| Figure 3.25 | Modélisation du bloc moteur sur SOLIDWORKS . . . . .                                                                                                                                                                                                                             | 70 |
| Figure 3.26 | Modélisation du couvercle en plexiglas sur SOLIDWORKS . . . . .                                                                                                                                                                                                                  | 71 |
| Figure 3.27 | Modélisation de l'assemblage complet du dispositif expérimental sur SOLIDWORKS . . . . .                                                                                                                                                                                         | 72 |
| Figure 3.28 | Schématisation permettant de calculer l'inertie d'un ressort . . . . .                                                                                                                                                                                                           | 73 |
| Figure 4.1  | Schématisation de l'utilisation d'un revêtement époxy . . . . .                                                                                                                                                                                                                  | 83 |
| Figure 4.2  | Système imprimé en ABS comportant le cylindre, les <i>splitter plates</i> , le cylindre surélevé permettant la liaison avec les ressorts et les patins en téflon. . . . .                                                                                                        | 83 |
| Figure 4.3  | Schéma (à gauche) et photographie (à droite) de la boucle hydrodynamiques A106 extrait de T. Ledoux [18] . Au centre de la photographie, on voit les veines d'essais transparentes où se déroulent les expériences, les flèches bleues représentant le sens du courant . . . . . | 85 |
| Figure 4.4  | Portique permettant à la caméra de surplomber la section pour permettre la capture vidéo des expériences. . . . .                                                                                                                                                                | 86 |

|             |                                                                                                                                                                                                                                                  |     |
|-------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figure 4.5  | Photographies du montage où le système se bloque lors du mouvement à cause des rotations du cylindre autour de son axe (à gauche) et du montage avec le cadre en bois où le mouvement du système a pu être capturé en vidéo (à droite) . . . . . | 89  |
| Figure 4.6  | Simulation <b>SOLIDWORKS</b> indiquant que le système imprimé en ABS aurait dû résister aux efforts de traînée et de rappel des ressorts. . . .                                                                                                  | 92  |
| Figure 5.1  | Conditions aux limites pour l'étude en flexion . . . . .                                                                                                                                                                                         | 95  |
| Figure 5.2  | Comportement du cylindre sous la force de traînée . . . . .                                                                                                                                                                                      | 95  |
| Figure 5.3  | Conditions aux limites pour la simulation sous pression . . . . .                                                                                                                                                                                | 96  |
| Figure 5.4  | Résistance du cylindre en fibre de carbone sous pression répartie . . .                                                                                                                                                                          | 96  |
| Figure 5.5  | Résistance du cylindre en fibre de carbone à des sollicitations combinées                                                                                                                                                                        | 97  |
| Figure 5.6  | Schématisation du système de remise en position supérieur utilisant deux ressorts transverses et un ressort de traînée . . . . .                                                                                                                 | 99  |
| Figure 5.7  | Schématisation du système de remise en position inférieur utilisant deux ressorts transverses et deux ressorts dans le sens de l'écoulement                                                                                                      | 100 |
| Figure 5.8  | Champ de l'énergie potentielle dans le plan $XY$ du système en fibre de carbone . . . . .                                                                                                                                                        | 103 |
| Figure 5.9  | Schématisation de la fenêtre du mouvement balayé par les bielles, permettant de calculer leurs longueurs . . . . .                                                                                                                               | 106 |
| Figure 5.10 | Modélisation des bielles sur <b>SOLIDWORKS</b> . . . . .                                                                                                                                                                                         | 106 |
| Figure 5.11 | Modélisation des pièces en nylon qui nous permettront de réaliser les liaisons mécaniques avec les autres composants du système . . . . .                                                                                                        | 107 |
| Figure 5.12 | Modélisation de la vitre de plexiglas inférieure dans la nouvelle conception sur <b>SOLIDWORKS</b> . . . . .                                                                                                                                     | 109 |
| Figure 5.13 | Modélisation de la plaque en acier inoxydable dans la nouvelle conception sur <b>SOLIDWORKS</b> . . . . .                                                                                                                                        | 110 |
| Figure 5.14 | Photographie du prototype imprimé en 3D du nouveau système se basant sur un cylindre en fibre de carbone. . . . .                                                                                                                                | 111 |
| Figure 5.15 | Pièces imprimées en 3D permettant d'assurer la coaxialité entre le cylindre et les <i>splitter plates</i> . . . . .                                                                                                                              | 112 |
| Figure 5.16 | Modélisation complète du système en mouvement comportant les pièces en fibre de carbone et en nylon sur <b>SOLIDWORKS</b> . . . . .                                                                                                              | 113 |
| Figure 5.17 | Modélisation de l'assemblage tridimensionnel complet de la nouvelle conception se basant sur un cylindre en fibre de carbone. . . . .                                                                                                            | 114 |
| Figure 5.18 | Schéma du calcul de l'énergie cinétique du système bielle-manivelle .                                                                                                                                                                            | 115 |

## NOMENCLATURE

### Sigles et acronymes

|      |                                                            |
|------|------------------------------------------------------------|
| ABS  | Acrylonitrile Butadiène Styrène                            |
| CAO  | Conception Assistée par Ordinateur                         |
| DNS  | Simulation Numérique Directe (Direct Numerical Simulation) |
| LEGH | Laboratoire Expérimental de Grande Hauteur                 |
| PTFE | Polytétrafluoréthylène                                     |
| VIV  | Vibrations Induites par Vortex                             |
| WIV  | Vibration induite par le sillage (Wake Induced Vibration)  |

### Paramètres géométriques

|                 |                                                                               |
|-----------------|-------------------------------------------------------------------------------|
| $\vec{V}$       | Vecteur vitesse de l'écoulement                                               |
| $\phi$          | Potentiel des vitesses                                                        |
| $\psi$          | Fonction de courant                                                           |
| $z$             | Potentiel complexe                                                            |
| $r, \theta$     | Coordonnées polaires d'un point quelconque à l'intérieur du cylindre          |
| $U_\infty$      | Vitesse de l'écoulement loin du cylindre                                      |
| $V_r, V_\theta$ | Composantes polaires du vecteur vitesse                                       |
| $D$             | Diamètre du cylindre                                                          |
| $L$             | Longueur du cylindre                                                          |
| $p$             | Pression exercée sur le cylindre                                              |
| $p_0$           | Pression atmosphérique                                                        |
| $\rho$          | Masse volumique                                                               |
| $C_p$           | Coefficient de pression                                                       |
| $C_L$           | Coefficient de portance                                                       |
| $S$             | Surface de la plaque d'acier inoxydable                                       |
| $e$             | Épaisseur                                                                     |
| $g$             | Accélération de la pesanteur                                                  |
| $P$             | Poids de la plaque d'acier inoxydable                                         |
| $m$             | Masse                                                                         |
| $\bar{H}$       | Hauteur moyenne entre la plaque d'acier inoxydable et la fenêtre en plexiglas |

|                             |                                                                                                       |
|-----------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $H_{max}$                   | Hauteur maximale après réglage entre la plaque d'acier inoxydable et la fenêtre en plexiglas          |
| $H_{min}$                   | Hauteur minimale après réglage entre la plaque d'acier inoxydable et la fenêtre en plexiglas          |
| $h_{\max \text{ rondelle}}$ | Hauteur maximale de la rondelle Belleville                                                            |
| $h_{\min \text{ rondelle}}$ | Hauteur minimale de la rondelle Belleville                                                            |
| $E_p$                       | Énergie potentielle                                                                                   |
| $L_i$                       | Longueur des ressorts                                                                                 |
| $L_0$                       | Longueur nominale des ressorts de repositionnement                                                    |
| $L'_0$                      | Longueur nominale du ressort de traînée                                                               |
| $x, y$                      | Position du centre du cylindre                                                                        |
| $a$                         | Distance entre le point d'accroche des ressorts et le point central du mouvement du cylindre          |
| $a'$                        | Distance entre le point d'accroche du ressort de traînée et le point central du mouvement du cylindre |
| $k$                         | Raideur des ressorts de repositionnement                                                              |
| $k'$                        | Raideur du ressort de traînée                                                                         |
| $k_{eq}$                    | Raideur équivalente                                                                                   |
| $C_D$                       | Coefficient de traînée                                                                                |
| $f_0$                       | Fréquence propre du système                                                                           |
| $m_{eq}$                    | Masse équivalente                                                                                     |
| $I_{xx}$                    | Moment d'inertie du ressort autour de l'axe (Ox) par rapport au centre de masse                       |
| $E_c$                       | Énergie cinétique                                                                                     |
| $\omega$                    | Vitesse de rotation du ressort                                                                        |
| $V_{eau}$                   | Volume d'eau occupé par la pièce                                                                      |
| $S_t$                       | Nombre de Strouhal                                                                                    |
| $f'$                        | Fréquence d'émission des tourbillons                                                                  |
| $W$                         | Travail fourni par le système                                                                         |
| $A$                         | Amplitude du mouvement                                                                                |
| $T$                         | Période temporelle                                                                                    |
| $F_N$                       | Force normale                                                                                         |
| $\mu$                       | Coefficient de frottement                                                                             |
| $c_{système}$               | Amortissement structurel du système                                                                   |
| $c_{ajouté}$                | Amortissement ajouté                                                                                  |
| $m_{ajouté}$                | Masse ajoutée                                                                                         |

|         |                                                                                  |
|---------|----------------------------------------------------------------------------------|
| $\zeta$ | ratio d'amortissement du système                                                 |
| $U_r$   | Vitesse réduite (aussi noté $U^*$ ou $V_r$ dans certains articles scientifiques) |

## CHAPITRE 1 INTRODUCTION

### 1.1 Contexte et problématique

Les Vibrations Induites par Vortex (VIV) constituent un phénomène majeur, dans lequel des structures immergées dans un écoulement fluide subissent des oscillations dues à la formation et au détachement périodique de tourbillons. Ce phénomène de couplage fluide-structure affecte particulièrement les structures flexibles ou montées élastiquement, dotées de sections transversales non aérodynamiques, telles que les colonnes montantes (*risers*), lignes d'amarage, coques de spar ou tubes d'échangeurs de chaleur. Ces vibrations, fréquemment rencontrées dans les domaines de l'ingénierie civile, maritime et industrielle, peuvent entraîner une dégradation significative de l'intégrité structurelle en raison de la fatigue.

Dans le contexte des infrastructures énergétiques au large (*offshore*), qui représentent environ 30 % de la production énergétique mondiale [1], la problématique des VIV est particulièrement critique. Les structures telles que les plateformes pétrolières et les éoliennes en mer sont exposées à un environnement agressif caractérisé par les vagues, les courants marins, la houle et la corrosion. Les *risers*, tuyaux reliant les fonds marins aux installations de surface et assurant le transport des hydrocarbures ou de l'électricité, sont soumis à des sollicitations hydrodynamiques complexes. Les écoulements autour de ces structures génèrent des tourbillons turbulents induisant des charges fluides périodiques, principalement la portance et la traînée, responsables de l'apparition des VIV. Dans ces structures sont aussi considérées celles à faible ratio de masse telles que les bouées subsurface offshore, des cylindres circulaires pouvant atteindre 40 m de haut et 10 m de diamètre avec un ratio de masse de 0.1.

Ces vibrations constituent la principale cause d'endommagement par fatigue des *risers*. Malgré de nombreuses recherches, tant numériques qu'expérimentales, peu d'études se sont concentrées sur les mouvements plans bidimensionnels de ces structures, en particulier dans des régimes caractérisés par de faibles nombres de Reynolds ou de faibles ratios de masse (rapport entre la masse du système et celle de l'eau déplacée). Afin de combler cette lacune, le présent projet s'inscrit dans une démarche expérimentale visant à valider les résultats numériques antérieurs obtenus par notre laboratoire [2,3], en étudiant le comportement dynamique d'un *riser* allégé par l'ajout de bouées sous la forme d'un cylindre creux.

Par ailleurs, bien que généralement perçues comme nuisibles, les VIV peuvent également être exploitées à des fins positives. Dans certaines applications innovantes, notamment dans la récolte d'énergie éolienne ou hydrolienne [4], ces vibrations peuvent servir de mécanisme de

conversion de l'énergie cinétique du fluide en énergie mécanique exploitable.

## 1.2 Objectifs

Ce mémoire a pour objectif principal d'analyser les déplacements d'un *riser* pétrolier soumis aux effets de la turbulence de l'eau, et plus particulièrement aux sollicitations induites par la formation périodique de vortex dans un écoulement fluide. L'étude vise à comprendre le comportement dynamique de ce type de structure en reproduisant, de manière contrôlée, les conditions caractéristiques du milieu marin.

Dans un premier temps, il s'agit de modéliser un système mécanique simplifié mais représentatif d'un *riser* pétrolier, en prenant en compte ses propriétés géométriques et physiques essentielles. Pour cela, notre conception se basera sur un cylindre creux monté élastiquement dans une section d'essai.

Afin que notre étude ait un aspect novateur, notre structure devra répondre à certains critères tels qu'un faible ratio de masse pour reproduire un *riser* allégé par des bouées et un faible amortissement structurel afin de limiter au maximum les frottements parasites liés aux liaisons mécaniques lors du mouvement du cylindre. Ces conditions, rarement traitées dans les travaux expérimentaux antérieurs car difficiles à réaliser, sont ici volontairement imposées afin de valider les résultats de simulations numériques précédemment menées au sein du laboratoire. De plus, étant donné que les résultats des simulations numériques sont limitées aux faibles valeurs du nombre de Reynolds, nos données pourraient permettre d'augmenter et compléter les simulations existantes.

## 1.3 Plan du mémoire

La méthodologie adoptée dans le cadre de ce mémoire repose sur une succession d'étapes rigoureusement définies visant à atteindre les sous-objectifs précédemment énoncés. Dans un premier temps, une revue approfondie de la littérature scientifique sera effectuée, portant sur l'analyse des mouvements de cylindres immergés dans des écoulements internes, en mettant particulièrement l'accent sur les oscillations planaires bidimensionnelles. Cette synthèse bibliographique permettra d'établir un cadre théorique solide pour la modélisation et la conception du système.

À la suite de cette phase préliminaire, une modélisation tridimensionnelle des différents composants susceptibles d'entrer dans la constitution du dispositif expérimental sera réalisée. Cette étape vise à représenter avec précision la géométrie du système, notamment celle du

cylindre et de la conduite d'eau, en vue d'obtenir une maquette numérique complète intégrant l'ensemble des éléments. Une fois cette modélisation aboutie, le système mécanique correspondant sera conçu en tenant compte des contraintes fonctionnelles et expérimentales. Le premier système réalisé en Acrylonitrile Butadiène Styrène (ABS) n'ayant pas atteint les exigences souhaitées, un deuxième système a été conçu cette fois en fibre de carbone.

N'ayant pas eu le temps nécessaire afin de mesurer les déplacements du cylindre à l'intérieur de la conduite, la phase expérimentale consistera à réaliser des essais permettant de mesurer le ratio de masse et l'amortissement structurel réels du système afin de confirmer les résultats obtenus par modélisation. Ces mesures seront obtenues à l'aide d'un système d'acquisition optique, reposant sur l'enregistrement vidéo par caméra haute résolution. Enfin, une analyse critique des résultats expérimentaux sera menée afin de valider les hypothèses initiales et de tirer des conclusions sur la pertinence du modèle testé, en particulier dans les conditions de faible ratio de masse et de nombre de Reynolds ciblées par l'étude.

#### 1.4 Intérêt de la recherche

L'impact de cette étude sera l'avancement des connaissances en mécanique des fluides et plus particulièrement en interactions fluide-structure. En effet, notre étude a pour but de confirmer les résultats des simulations numériques déjà réalisées par approche expérimentale. De plus, si le projet abouti, notre étude permettra de modéliser de manière plus complète les vibrations induites par vortex et pourra permettre par la suite aux entreprises de dimensionner plus efficacement leurs systèmes mécaniques *offshores* afin d'éviter toute rupture du *riser* qui entraînerait une marée noire ou la dégradation d'éoliennes *offshore*.

## CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

### 2.1 Introduction de la revue de littérature

Cette revue de littérature débute par une présentation rigoureuse des paramètres dimensionnels pertinents décrivant le système étudié. L'objectif de cette première section est de fournir les fondations nécessaires à une compréhension claire du dispositif physique qui sera utilisé tout au long de notre analyse. Une attention particulière est portée à la description géométrique et mécanique du système afin d'en faciliter la modélisation ultérieure.

Dans un second temps, l'introduction des paramètres adimensionnels permet de généraliser l'analyse et de caractériser à la fois le dispositif expérimental et les conditions d'écoulement. Ces grandeurs sans dimension constituent des outils essentiels pour comparer les résultats obtenus avec ceux issus d'autres études expérimentales présentes dans la littérature.

Enfin, un état de l'art des recherches existantes portant sur les mouvements générés par les vibrations induites par vortex est présenté. Cette synthèse vise à positionner notre projet dans le contexte scientifique actuel et à identifier les lacunes de connaissances auxquelles cette étude expérimentale souhaite répondre.

### 2.2 Paramètres dimensionnels

Le mouvement du cylindre est influencé par différents paramètres que l'on peut retrouver sur le schéma 2.1 suivant :

- le diamètre extérieur  $D$  du cylindre,
- la longueur  $L$  du cylindre,
- la masse  $m$  du cylindre et de son support (masse équivalente),
- la raideur  $k$  du support du cylindre,
- l'amortissement total  $c$  du cylindre immergé en eau stagnante et de son support,
- l'amortissement total  $c_a$  du cylindre en air stagnant,
- la vitesse  $U_\infty$  de l'écoulement loin du cylindre,
- la masse volumique  $\rho$  de l'eau,
- la viscosité cinématique de l'eau  $\nu$ .

Le cylindre est placé verticalement et la gravité ne joue pas de rôle dans le phénomène étudié. Le repère cartésien est orienté tel que l'axe  $\vec{x}$  soit dans le sens de l'écoulement et que l'axe  $\vec{y}$  soit dans le sens transversal à l'écoulement dans le plan du mouvement.

On considère que l'amortissement en air n'est pas pertinent pour caractériser les VIV en écoulement d'eau car très faible devant l'amortissement induit par l'eau environnante. Toutefois, l'amortissement en air est composé essentiellement de l'amortissement structurel, le seul sur lequel on puisse agir. On veut ce dernier le plus faible possible.

Les VIV sont décrites par cinq nombres adimensionnels. Usuellement, on choisit le nombre de Reynolds ( $Re$ ), la vitesse réduite  $U_r$ , le rapport d'aspect  $L/D$ , le ratio de masse  $m^*$  et le ratio d'amortissement  $\zeta$ . Ces paramètres adimensionnels sont définis en détail ci-après dans la section 2.3.

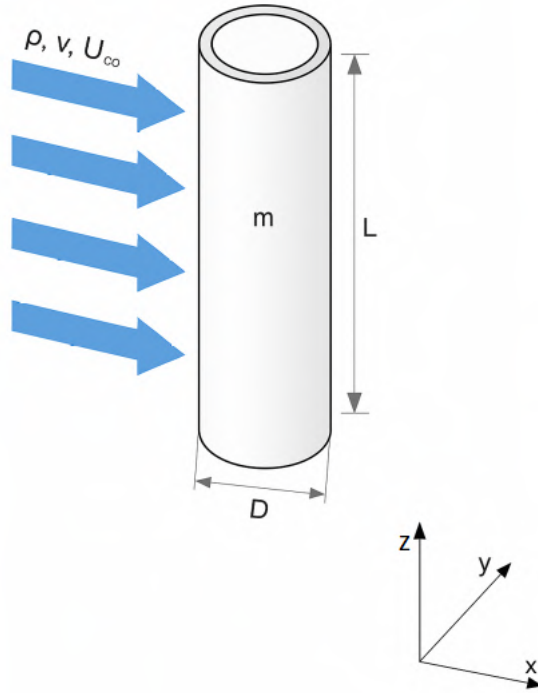


FIGURE 2.1 Schéma définissant les paramètres dimensionnels de l'étude

### 2.3 Paramètres adimensionnels

Cinq paramètres adimensionnels sont utilisés pour décrire le phénomène de vibrations induites par vortex. Cette section présente les paramètres utilisés dans cette étude qui nous permettront de comparer nos résultats et notre dispositif expérimental avec ceux déjà présents dans la littérature.

### 2.3.1 Paramètres d'écoulement

- **Nombre de Reynolds** ( $Re$ ) : Il représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces de frottement agissant sur le corps. Ce nombre est défini comme :

$$Re = \frac{U_{\infty} D}{\nu} \quad (2.1)$$

où  $U_{\infty}$  est la vitesse de l'écoulement,  $D$  le diamètre du cylindre, et  $\nu$  la viscosité cinématique du fluide.

### 2.3.2 Paramètres structurels

- **Rapport d'aspect** : Il décrit la forme géométrique du cylindre :

$$\frac{L}{D} \quad (2.2)$$

où  $L$  est la longueur du cylindre et  $D$  son diamètre.

- **Ratio de masse** ( $m^*$ ) : Il décrit la masse du cylindre par rapport à la masse de fluide déplacée :

$$m^* = \frac{m}{m_{\text{fluide déplacée}}} \quad (2.3)$$

où  $m_{\text{fluide déplacée}} = \rho V_{\text{objet}}$  correspondant à la masse de fluide déplacée et  $m$  la masse du cylindre. Pour apporter un peu de précision, dans nos expériences nous avons considéré la masse de l'ensemble des pièces en mouvement (bielles, ressorts et cylindre) et non seulement la masse du cylindre comme ce qui peut être fait de nombreux articles. Ainsi l'énergie cinétique de l'ensemble du mécanisme, sans compter la masse ajoutée due à l'eau, est :

$$E_c = \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \quad (2.4)$$

- **Ratio d'amortissement** ( $\zeta$ ) : Il est défini comme :

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{k(m + m_{a0})}} \quad (2.5)$$

où  $m_{a0}$  correspond à la masse ajoutée, relié à quantité d'énergie cinétique ajoutée dans le fluide induite par le mouvement d'un corps immergé. La masse ajoutée est définie

via le coefficient de masse ajoutée :

$$m_{a0} = C_{m0} \rho V_{objet} \quad (2.6)$$

Le coefficient ( $C_{m0}$ ) pour un cylindre en eau stagnante en mouvement transverse à son axe vaut  $C_{m0} = 1$  en faisant l'hypothèse d'un écoulement potentiel. Le ratio d'amortissement ( $\zeta$ ) devra être réduit au maximum pour que l'amortissement lié aux liaisons mécaniques influence le moins possible le mouvement du cylindre.

— **Ratio d'amortissement en air** ( $\zeta_a$ ) : Il est défini comme :

$$\zeta_a = \frac{c_a}{2\sqrt{km}} \quad (2.7)$$

Il est représentatif de l'amortissement structurel.

### 2.3.3 Paramètres d'interaction fluide-structure

— **Vitesse réduite** ( $U_r$ ) :

$$U_r = \frac{U_\infty}{f_0 D} \quad (2.8)$$

avec  $f_0$  la fréquence propre du cylindre en eau stagnante valant :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m + m_{a0}}} \quad (2.9)$$

### 2.3.4 Nombres adimensionnels décrivant les VIV

— **Amplitudes adimensionnelles** :

$$A_k^* = \frac{A_k}{D} \text{ avec } k = X \text{ ou } Y \quad (2.10)$$

avec  $A_k$  l'amplitude du mouvement et  $D$  le diamètre du cylindre.

Ces amplitudes adimensionnelles nous permettront de comparer nos résultats avec les articles cités dans la revue de littérature. Elles ont un rôle essentiel dans la conception du dispositif expérimental. D'après le théorème de  $\pi$ -Buckingham, ces amplitudes adimensionnelles sont fonctions des paramètres adimensionnels décrits précédemment.

$$A_k^* = f(Re, L/D, m^*, \zeta, U_r) \text{ avec } k = X \text{ ou } Y \quad (2.11)$$

— **Nombre de Strouhal** ( $St$ ) :

$$St = \frac{f_s D}{U_\infty} \quad (2.12)$$

où  $f_s$  est la fréquence de détachement des vortex ( $s$  provenant de l'anglais *shedding*). D'après le théorème de  $\pi$ -Buckingham le Strouhal est fonction des paramètres adimensionnels décrits précédemment. Dans l'immense majorité des cas, le détachement des vortex se fait de façon alternée. Par conséquent, en régime permanent, le cylindre vibre dans le sens de la traînée ( $x$ ) à la fréquence de détachement des vortex  $2f_s$  mais dans le sens de la portance ( $y$ ) à la moitié de la fréquence de détachement des vortex  $f_s$ .

$$St = f(Re, L/D, m^*, \zeta, U_r) \quad (2.13)$$

— **Coefficient de masse ajouté** ( $C_m$ ) : Il est fonction des paramètres adimensionnels décrits précédemment.

$$C_m = f(Re, L/D, m^*, \zeta, U_r) \quad (2.14)$$

Comme nous supposons que le fluide en mouvement n'ajoute pas de raideur supplémentaire par rapport au fluide stagnant, nous pouvons définir :

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m + m_a}}$$

la fréquence de vibration libre du cylindre. Elle est observée si on relâche le cylindre loin de sa position d'équilibre et avant que le régime permanent de VIV ne s'établisse. Par conséquent, nous avons :

$$\left(\frac{f_0}{f_c}\right)^2 = \frac{m + m_a}{m + m_{a0}} = \frac{m^* + C_m}{m^* + C_{m0}} = \frac{m^* + C_m}{m^* + 1} \quad (2.15)$$

**Note :** Puisque  $\zeta$  est très faible  $f_{dc} = f_c \sqrt{1 - \zeta^2} \approx f_c$ . Avec l'indice  $d$  provenant de l'anglais *damped*.

— **Les ratios d'amortissement en écoulement d'eau** ( $\zeta_{\infty_k}$ ,  $k = X$  ou  $Y$ ) :

$$\zeta_{\infty_k} = \frac{c_{\infty_k}}{2\sqrt{k(m + m_a)}} \quad (2.16)$$

Ils sont fonction des paramètres adimensionnels décrit précédemment.

$$\zeta_{\infty k} = f(Re, L/D, m^*, \zeta, U_r) \quad (2.17)$$

Ils sont déterminés en relâchant le cylindre loin de sa position d'équilibre et avant que le régime permanent ne s'établisse dans chacune des deux directions  $X$  et  $Y$ .

## 2.4 Revue de littérature

Les vibrations induites par vortex ont fait l'objet de nombreuses recherches, notamment dans le cas d'un cylindre rigide isolé soumis à un écoulement uniforme et autorisé à osciller selon une direction transverse (un degré de liberté). Parmi les caractéristiques fondamentales de ce phénomène, le mécanisme de *lock-in* joue un rôle central : dans une certaine plage de vitesses réduites, la fréquence de détachement des tourbillons  $f_s$  devient synchronisée avec la fréquence propre de la structure  $f_c$ , engendrant ainsi des oscillations de grande amplitude.

La réponse dynamique du cylindre dans cette plage de *lock-in* n'est pas monotone. Elle se manifeste par l'apparition de plusieurs branches distinctes dans la courbe d'amplitude en fonction de la vitesse réduite. Ces branches sont séparées par des zones de transition où des phénomènes d'hystérésis sont observés. La morphologie et la présence de ces branches dépendent principalement du facteur masse-amortissement, noté  $m^*\zeta$ . Étant donné que le ratio d'amortissement  $\zeta$  est généralement très faible dans les configurations expérimentales, l'effet du ratio de masse  $m^*$  devient prédominant.

Pour des valeurs élevées de  $m^*$ , seules deux branches sont généralement identifiables : la branche *initiale* et la branche *inférieure*. Lorsque  $m^*$  diminue, une troisième branche, dite *supérieure*, émerge entre les deux précédentes. Une diminution supplémentaire de  $m^*$  entraîne également un élargissement de la plage de *lock-in* ainsi qu'une augmentation significative de l'amplitude maximale de vibration transverse. Ce comportement est typiquement représenté par la variation de l'amplitude maximale en fonction du ratio de masse, comme illustré sur la Fig. 2.2. Dans cette revue de littérature, on se concentrera sur l'amplitude maximale atteignable dans les différentes configurations expérimentales afin de concevoir au mieux notre système. On s'attardera donc sur les amplitudes maximales atteintes dans cette plage de *lock-in*.

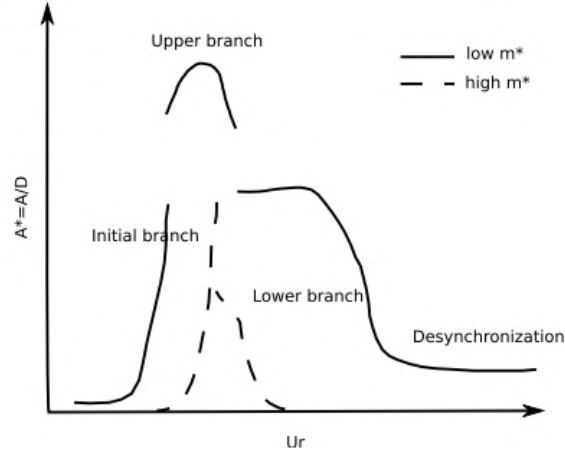


FIGURE 2.2 Illustration des amplitudes typiques causées par les vibrations induites par vortex extrait de Yu et al. [3]

#### 2.4.1 Études numériques du mouvement d'un cylindre soumis à des vibrations induites par vortex

Cette revue de littérature débute par la présentation des travaux numériques réalisés en collaboration avec le directeur de recherche. Ces études fournissent une compréhension globale du comportement dynamique d'un cylindre soumis à des vibrations induites par vortex, et constituent une base théorique solide pour l'interprétation des résultats expérimentaux à venir.

Un intérêt majeur de ces simulations réside dans la possibilité de fixer le ratio de masse  $m^*$  à une valeur nulle, condition irréalisable dans un contexte expérimental réel. Ces données numériques offrent ainsi une référence précieuse pour anticiper les réponses du système dans des régimes extrêmes, et orientent les choix de conception du dispositif expérimental développé dans le cadre de ce projet.

L'étude de Yu et al. [3] examine les réponses de vibrations induites par vortex d'un cylindre rigide monté sur ressorts, dans le cas extrême où le ratio de masse est nul ( $m^* = 0$ ) et l'amortissement structurel est absent ( $\zeta = 0$ ). Ce travail se concentre sur un régime à bas nombre de Reynolds ( $75 \leq Re \leq 175$ ) et vise à déterminer les amplitudes maximales atteignables en conditions limites de masse et d'amortissement. Les résultats montrent que, dans ce régime, l'amplitude transverse peut atteindre jusqu'à  $A_Y^* = 0.9D$  pour  $Re = 175$ , ce qui représente une augmentation de 50% par rapport aux configurations à un seul degré de liberté. L'étude souligne également l'importance de considérer la liberté de mouvement dans les deux directions (XY), puisque l'interaction fluide-structure est renforcée et modifie

les structures tourbillonnaires.

TABLEAU 2.1 Paramètres numériques de Yu et al. [3]

| Paramètre                | Symbole   | Valeur                                                           |
|--------------------------|-----------|------------------------------------------------------------------|
| Ratio de masse           | $m^*$     | 0                                                                |
| Amortissement structurel | $\zeta_a$ | 0                                                                |
| Ratio d'aspect           | $L/D$     | $\infty$                                                         |
| Nombre de Reynolds       | $Re$      | 75–175                                                           |
| Vitesse réduite          | $U_r$     | Variable (pic à $U_r$ non spécifié, $A_Y^* = 0.9$ à $Re = 175$ ) |

Cet article présente un intérêt particulier pour notre étude dans la mesure où il apporte des éléments théoriques essentiels à la compréhension du phénomène des vibrations induites par vortex, tout en fournissant une première approximation des résultats attendus dans le cadre de notre campagne expérimentale.

En particulier, il offre un cadre de référence pour l'analyse de l'évolution de l'amplitude maximale en fonction du nombre de Reynolds, notamment par le biais de l'extrapolation représentée symboliquement par un point d'interrogation sur la Fig. 2.3. Cette extrapolation pourra faire l'objet d'une vérification expérimentale au cours de nos essais, permettant ainsi d'évaluer la pertinence des prédictions numériques dans des régimes encore peu explorés.

Dans une approche complémentaire, Étienne et Pelletier [2] se penchent sur la limite basse des nombres de Reynolds ( $Re < 47$ ), afin d'étudier l'apparition de VIV dans un régime où les conditions classiques de décollement tourbillonnaire (comme la bifurcation de Hopf) ne sont pas encore établies. En modélisant un cylindre sans masse propre ( $m^* = 0$ ) et sans amortissement, les auteurs identifient les conditions minimales d'apparition des oscillations auto-entretenues. Grâce à une méthode numérique ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian) couplée à un schéma d'intégration implicite, ils montrent que des vibrations significatives peuvent apparaître pour des Reynolds aussi faibles que 20. Une zone de vibration est clairement délimitée dans le plan  $(Re, U_r)$ , avec un maximum d'amplitude observé systématiquement à  $U_r \approx 6.5$  visible sur la Fig. 2.4. Ces résultats démontrent que des instabilités absolues du sillage, même sans vortex détaché, peuvent engendrer des VIV. L'étude a des implications importantes pour les structures miniatures (MEMS, microcapteurs), où des conditions de faible inertie et d'écoulements laminares prédominent.

Les résultats issus de simulations numériques présentent généralement certaines limitations lorsqu'ils sont appliqués à des régimes caractérisés par de faibles nombres de Reynolds, comme c'est le cas dans cette étude. Toutefois, cet article met en évidence un phénomène particulière-

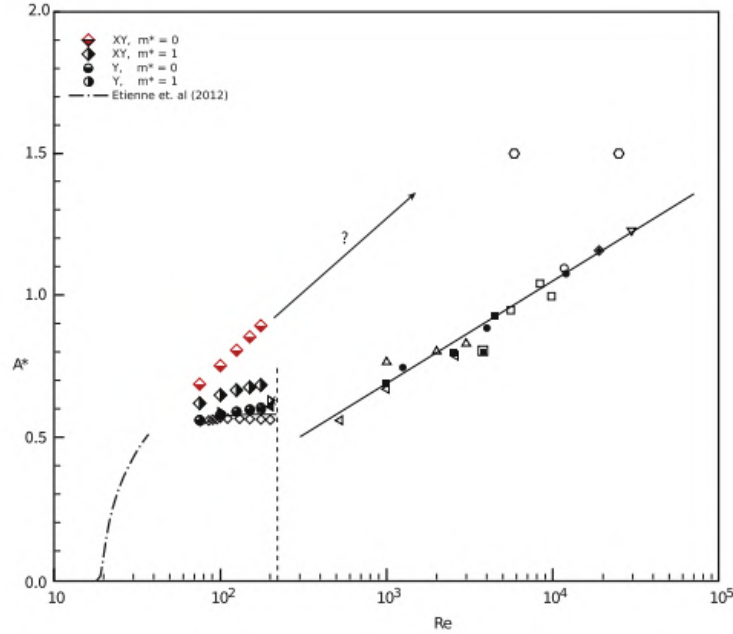


FIGURE 2.3 Évolution de l'amplitude maximale en fonction du nombre de Reynolds extrait de Yu et al. [3]. Les symboles rouges correspondent aux valeurs trouvées numériquement dans l'article alors que les symboles noirs sont une compilation des valeurs expérimentales trouvées dans d'autres articles traitant des VIV

TABLEAU 2.2 Paramètres expérimentaux de Étienne et Pelletier [2]

| Paramètre                | Symbole   | Valeur                          |
|--------------------------|-----------|---------------------------------|
| Ratio de masse           | $m^*$     | 0                               |
| Amortissement structurel | $\zeta_a$ | 0                               |
| Ratio d'aspect           | $L/D$     | $\infty$                        |
| Nombre de Reynolds       | $Re$      | 20–47                           |
| Vitesse réduite          | $U_r$     | 3.5–40, pic à $U_r \approx 6.5$ |

ment intéressant : l'apparition d'instabilités structurales même en l'absence de détachement de vortex, dans des conditions d'écoulement laminaire à faible Reynolds.

Ce constat ouvre des perspectives prometteuses pour la validation expérimentale de tels comportements. Il serait donc pertinent, dans le cadre d'études futures, d'optimiser la conception du dispositif expérimental afin de garantir, autant que possible, un écoulement incident laminaire. Une telle configuration permettrait de reproduire les conditions numériques avec un haut degré de fidélité et de vérifier expérimentalement les hypothèses avancées dans cette étude.

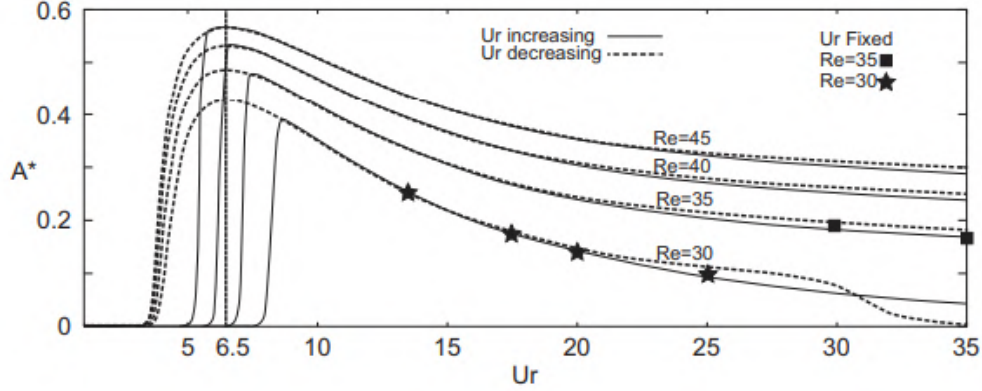


FIGURE 2.4 Amplitude maximale en fonction de  $U_r$  pour plusieurs Reynolds extrait de Étienne et Pelletier [2]

### 2.4.2 Études expérimentales du mouvement 1D d'un cylindre soumis à des vibrations induites par vortex

Le système constitué d'un cylindre se déplaçant dans un écoulement et n'autorisant qu'un degré de liberté en translation constitue une configuration de référence couramment utilisée dans les études sur les vibrations induites par vortex. Bien que relativement simple, ce dispositif permet d'avoir une première appréhension des systèmes utilisés pour mesurer les mouvements causés par VIV et ainsi constitue une source d'informations qui nous permettra par la suite de concevoir notre système 2D. On relèvera les différents paramètres adimensionnels de chaque étude afin de pouvoir faire des comparatifs entre les différents résultats. De plus, les différents résultats obtenus dans ces études seront regroupés dans un graphe dans la synthèse de ce chapitre.

L'étude de Govardhan et Williamson [5] explore expérimentalement les réponses VIV d'un cylindre monté sans raideur ( $k = 0$ ), donc avec une fréquence naturelle nulle, et immergé dans un écoulement subcritique ( $Re = 4000-22\,000$ ). Dans ce cadre, la vitesse réduite  $U^*$  est formellement infinie. Les auteurs démontrent l'existence d'un régime de résonance infini lorsque le rapport de masse  $m^*$  est inférieur à un seuil critique  $m^*_{crit} \approx 0,54$ . Pour  $m^* = 0,45$ , des oscillations soutenues de grande amplitude ( $A^* \approx 0,8$ ) sont observées indépendamment de la vitesse. À l'inverse, pour  $m^* = 1,67$ , aucune vibration significative n'est détectée. Cette étude remet en question le paradigme classique selon lequel la résonance n'apparaît que dans une plage réduite de vitesses, en suggérant que des corps trop légers peuvent entrer en vibration à n'importe quel régime d'écoulement, posant un risque critique pour les structures

offshore.

TABLEAU 2.3 Paramètres expérimentaux de Govardhan et Williamson [5]

| Paramètre                | Symbole | Valeur                                |
|--------------------------|---------|---------------------------------------|
| Ratio de masse           | $m^*$   | 0.45 / 1.67                           |
| Amortissement structurel | $\zeta$ | 0.001–0.005                           |
| Ratio d'aspect           | $L/D$   | 6                                     |
| Nombre de Reynolds       | $Re$    | 4 000–22 000                          |
| Vitesse réduite          | $U^*$   | $\rightarrow \infty$ (car $f_N = 0$ ) |

Ainsi, à la lumière des résultats présentés dans la Fig. 2.5, il apparaît nécessaire que le système expérimental soit conçu de manière à présenter un rapport de masse inférieur au seuil critique  $m_{\text{crit}}^* \approx 0,54$ . En effet, ce régime de faible inertie est associé à des amplitudes de vibration transversale significativement plus élevées, ce qui représente une configuration critique en ingénierie offshore, où les sollicitations mécaniques maximales doivent être correctement reproduites pour garantir la pertinence des tests. La légèreté du système constituera donc un paramètre central dans la phase de conception.

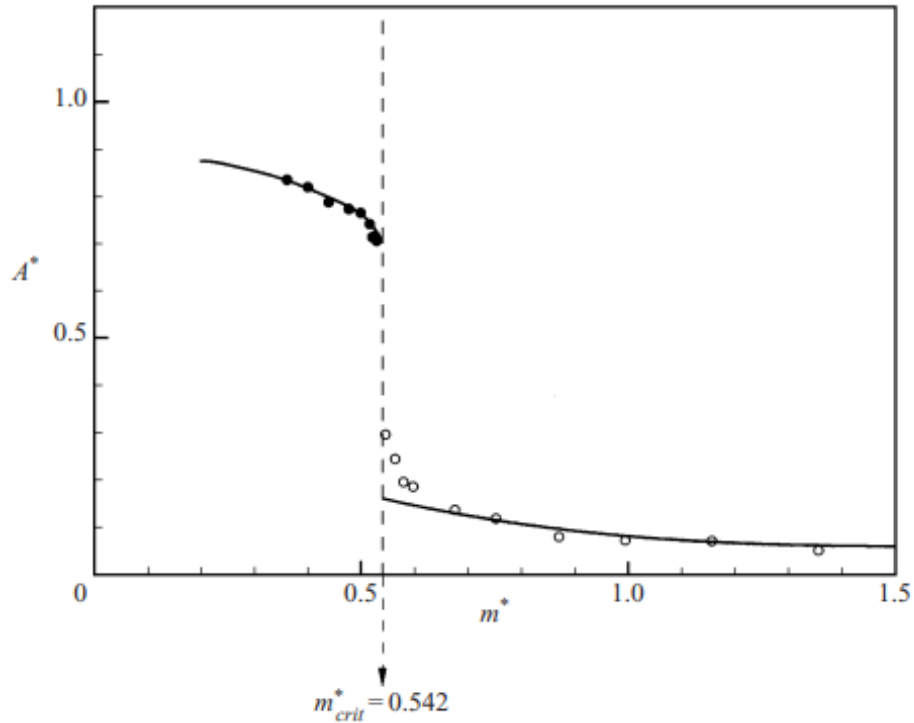


FIGURE 2.5 Transition de l'amplitude  $A^*$  en fonction de  $m^*$ , montrant l'apparition soudaine de vibrations en dessous de  $m_{\text{crit}}^* = 0,542$  (Govardhan et Williamson [5])

Modir et Goudarzi [6] réalisent une étude expérimentale sur l'effet de la raideur des ressorts

sur les réponses VIV d'un cylindre rigide en canal de remorquage. En faisant varier la raideur entre 125 et 495 N/m, ils observent que l'amplitude de vibration augmente avec la raideur et avec le nombre de Reynolds (jusqu'à  $Re = 6 \times 10^4$ ). Le paramètre masse-amortissement élevé ( $m^*\zeta = 0.11$ ) supprime la branche inférieure, ce qui indique que la désynchronisation suit une transition directe. Ces résultats soulignent la possibilité de concevoir des systèmes à raideur ajustable pour maximiser la captation d'énergie via les VIV.

TABEAU 2.4 Paramètres expérimentaux de Modir et Goudarzi [6]

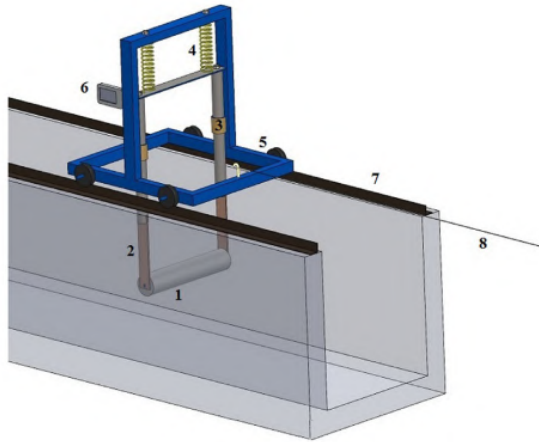
| Paramètre                | Symbole | Valeur                            |
|--------------------------|---------|-----------------------------------|
| Ratio de masse           | $m^*$   | 2.26                              |
| Amortissement structurel | $\zeta$ | 0.05                              |
| Ratio d'aspect           | $L/D$   | 6.33                              |
| Nombre de Reynolds       | $Re$    | $1.5 \times 10^4 - 6 \times 10^4$ |
| Vitesse réduite          | $U_r$   | 6–9                               |

L'analyse du dispositif expérimental présenté dans cette étude révèle l'absence de mécanisme de recentrage du système, ce qui empêche un retour systématique à une position d'origine commune entre les différentes expériences. Cette limitation peut compromettre la répétabilité et la comparabilité des essais, notamment lorsque les conditions d'écoulement sont modifiées.

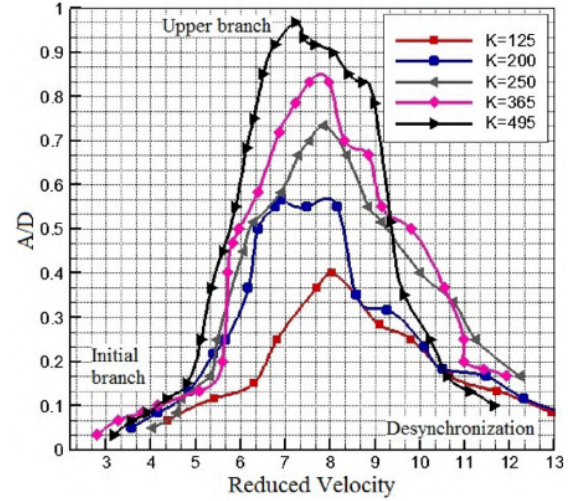
Dans le contexte de notre projet, la section d'essai disposant d'un espace restreint, il sera indispensable d'intégrer un système assurant le repositionnement automatique du cylindre à son point d'origine avant chaque changement de conditions. À cet égard, l'intégration d'une raideur ajustable constitue une piste pertinente à explorer, permettant à la fois de recentrer le système et d'adapter sa réponse dynamique en fonction des besoins expérimentaux.

Konstantinidis et al. [7] se penchent sur les dynamiques de phase des composantes de portance et de traînée dans les VIV à faible rapport masse-amortissement. Grâce à une décomposition des forces selon un angle d'attaque effectif, ils montrent que la phase de la portance reste synchronisée tandis que celle de la force transverse présente des sauts chaotiques. Une relation linéaire est observée entre le coefficient de lift et le paramètre cinématique  $f^*A^*/U^{*2}$ . L'étude démontre le rôle dissymétrique des composantes : la traînée agit comme amortisseur, le lift comme excitation.

Cet article constitue une première source de réflexion utile pour orienter la conception de notre système expérimental. Il met en évidence l'asymétrie des réponses dynamiques, le mouvement transverse étant principalement excité par l'écoulement, tandis que les déplacements dans la direction longitudinale (*in-line*) demeurent nettement plus faibles. Cette distinction oriente les choix de conception vers une structure prioritairement sensible aux sollicitations



(a) Schéma du modèle d'essai VIV : cylindre monté sur ressorts (4) et guidé par paliers (3), tracté par câble (8)



(b) Rapport d'amplitude  $A/D$  en fonction de la vitesse réduite pour différentes raideurs

FIGURE 2.6 Schéma du dispositif et résultats obtenus par Modir et Goudarzi [6]

TABLEAU 2.5 Paramètres expérimentaux de Konstantinidis et al. [7]

| Paramètre                | Symbole | Valeur      |
|--------------------------|---------|-------------|
| Ratio de masse           | $m^*$   | 3.00        |
| Amortissement structurel | $\zeta$ | 0.0035      |
| Ratio d'aspect           | $L/D$   | 24.8        |
| Nombre de Reynolds       | $Re$    | 1 250–7 550 |
| Vitesse réduite          | $U_r$   | 2.4–14.5    |

transverses.

Par ailleurs, l'utilisation de paliers à air pour minimiser l'amortissement mécanique global du système apparaît comme une solution ingénieuse, permettant de mieux reproduire les conditions de faible dissipation souvent recherchées dans l'étude des vibrations induites par vortex. Enfin, le recours à des ressorts pour assurer la remise en position du cylindre dans la direction transverse représente également une option pertinente à considérer dans le développement du banc d'essai.

Bourguet et Mathis [8] étudient les effets des conditions d'extrémité et d'écoulement sur les VIV d'un cylindre de faible rapport d'aspect (5.5) exposé à une extrémité. L'étude montre que ces conditions modifient significativement la plage de *lock-in* et l'amplitude maximale (voir Fig. 2.8). Le passage à des écoulements turbulents accroît les amplitudes de vibration

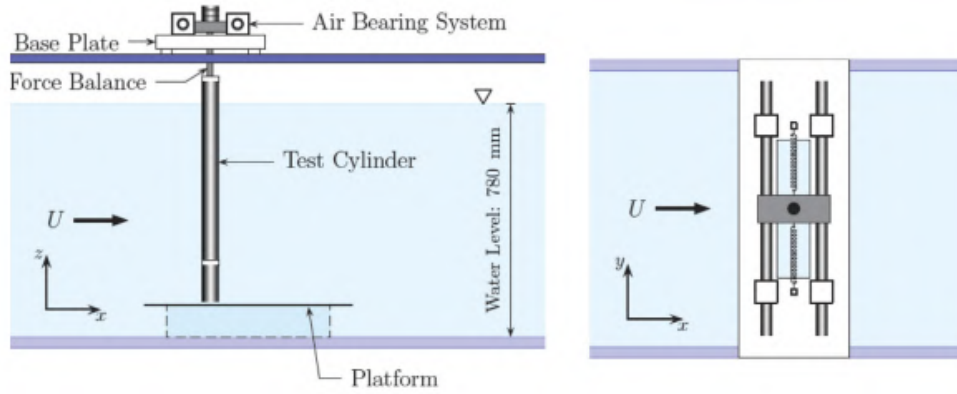


FIGURE 2.7 Schéma du système utilisé lors des expériences de Konstantinidis et al. [7]

jusqu'à +45 % avec la *end plate* comparé aux autres conditions d'extrémité. La turbulence comme la non-uniformité de l'écoulement amont pouvant jouer un rôle important sur les vibrations, il sera nécessaire d'ajouter une grille afin que l'écoulement en amont du système ait le profil le plus plat possible afin de limiter les influences parasites sur nos résultats. La turbulence en elle-même est difficilement évitable expérimentalement dans l'écoulement amont. Le nid d'abeille et la grille subséquente casse les grosses structures mais préserve voire accroît les petites structures turbulentes constituant la turbulence de fond.

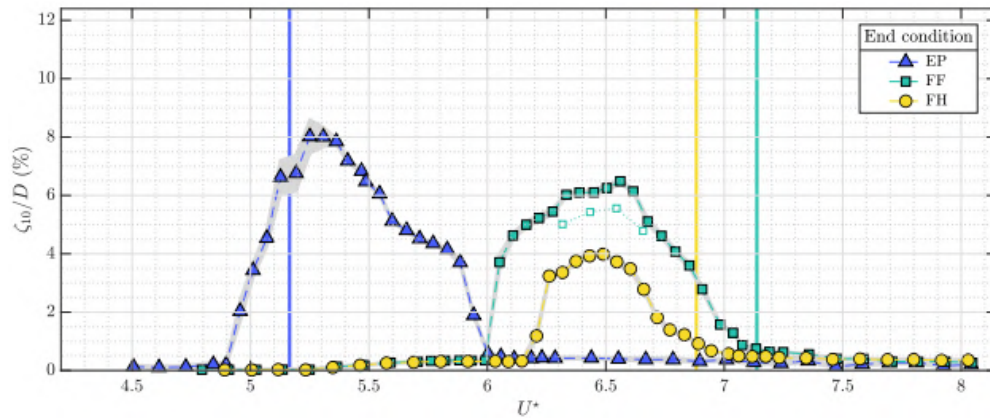


FIGURE 2.8 Amplitude des vibrations dans le cas laminaire extrait de Bourguet et Mathis [8]

Les *splitter plates*, également appelées *end plates*, sont des éléments fréquemment intégrés dans les dispositifs expérimentaux portant sur les VIV. Leur rôle principal consiste à interrompre le développement de la couche limite qui se forme le long des parois de la veine d'essai depuis l'entrée de l'écoulement. Cette couche limite se reforme ensuite à la surface de la *splitter plate*, ce qui permet de préserver un sillage du cylindre le plus bidimensionnel possible.

L'utilisation de ces plaques a pour objectif de favoriser la formation d'un écoulement bidimensionnel (2D) en aval du cylindre, condition particulièrement recherchée dans le cadre de notre étude. Par ailleurs, l'intégration d'une grille laminaire à l'entrée de la veine d'essai vise à réduire les perturbations amont et à promouvoir un écoulement incident plus homogène, contribuant ainsi à renforcer le caractère 2D de l'écoulement dans la zone d'étude.

TABLEAU 2.6 Paramètres expérimentaux de Bourguet et Mathis [8]

| Paramètre                | Symbole   | Valeur         |
|--------------------------|-----------|----------------|
| Ratio de masse           | $m^*$     | $\approx 1000$ |
| Amortissement structurel | $\zeta_a$ | 0.0011         |
| Ratio d'aspect           | $L/D$     | 5.5            |
| Nombre de Reynolds       | $Re$      | $\approx 10^4$ |
| Vitesse réduite          | $U_r$     | 4–8            |

Comme l'illustre la Fig. 2.9, cette configuration expérimentale intègre également un système de recentrage transverse par ressorts ainsi que des paliers à air destinés à minimiser les pertes par frottement. L'adoption conjointe de ces éléments confirme la pertinence de cette approche pour la captation des mouvements caractéristiques des vibrations induites par vortex (VIV).

Cette configuration, éprouvée dans un contexte similaire, constitue ainsi une source d'inspiration pertinente pour la conception de notre propre dispositif, notamment en ce qui concerne la gestion du repositionnement passif et la réduction de l'amortissement mécanique.

Enfin, Assi [9] étudie les vibrations induites par le sillage (WIV) de cylindres en tandem de diamètres différents ( $D_1/D_2 = 1, 1/2, 1/3$ ). L'étude montre que l'amplitude de vibration du cylindre aval dépasse  $1.3 * D_2$  à haute vitesse réduite, indépendamment du ratio  $D_1/D_2$ . Le phénomène de wake stiffness domine la fréquence de réponse, indiquant un couplage unidirectionnel et robuste entre sillage amont et cylindre aval. Cette recherche propose des critères de conception pour les structures tandem exposées à des sillages perturbateurs.

TABLEAU 2.7 Paramètres expérimentaux de Assi [9]

| Paramètre                | Symbole | Valeur                        |
|--------------------------|---------|-------------------------------|
| Ratio de masse           | $m^*$   | 2.6 (1/1, 1/2), 1.2 (1/3)     |
| Amortissement structurel | $\zeta$ | 0.0035                        |
| Ratio d'aspect           | $L/D$   | $\approx 6-8$ (selon config.) |
| Nombre de Reynolds       | $Re$    | 5 000–30 000                  |
| Vitesse réduite          | $U_r$   | 2–30                          |

L'aspect le plus pertinent de cet article, dans le cadre de notre étude, réside dans le dispositif

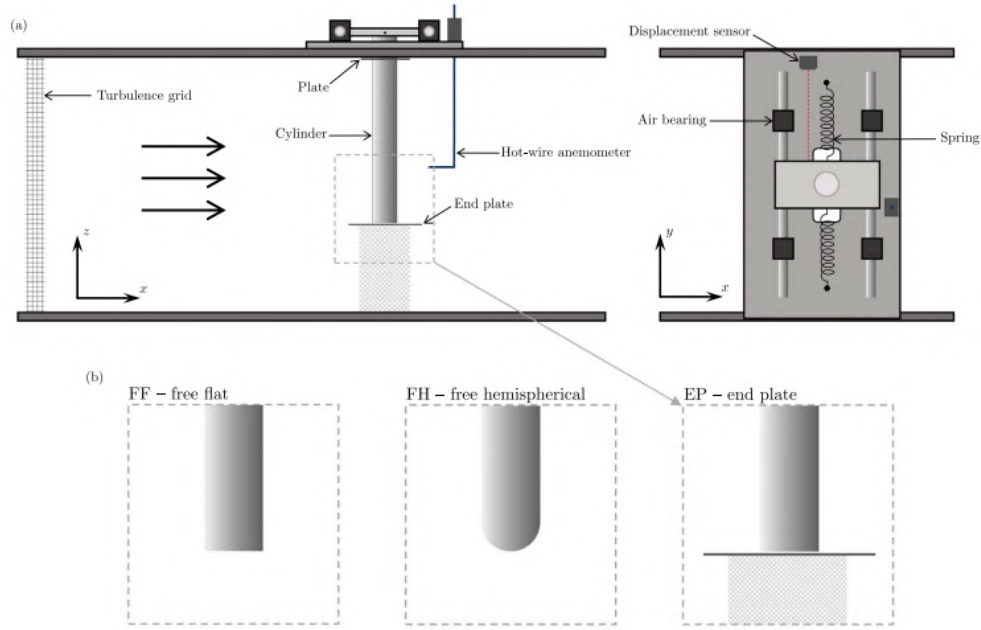


FIGURE 2.9 Schéma de la configuration expérimentale extrait de Bourguet et Mathis [8]

présenté en Fig. 2.10, qui reprend une configuration similaire à celle précédemment évoquée, combinant l'utilisation de ressorts pour le recentrage et de paliers à air pour la réduction de l'amortissement mécanique.

Un point particulièrement intéressant de cette conception est le fait que l'ensemble des éléments mobiles responsables du guidage du mouvement sont positionnés en dehors de l'écoulement et de la section d'essai. Cette disposition permet de limiter les interférences hydrodynamiques, en évitant l'apparition de vibrations parasites susceptibles d'altérer la qualité des mesures. Une telle configuration offre donc une solution efficace pour améliorer la fidélité des données expérimentales, tout en maintenant la simplicité mécanique du système.

### 2.4.3 Études expérimentales du mouvement 2D d'un cylindre soumis à des vibrations induites par vortex

Après avoir établi les fondements théoriques relatifs aux vibrations induites par vortex et examiné les principaux dispositifs expérimentaux permettant de mesurer les mouvements unidimensionnels associés à ces phénomènes, nous pouvons désormais orienter notre attention vers les travaux portant sur les mouvements bidimensionnels.

Il convient de souligner que les études expérimentales abordant les oscillations dans le plan  $(X, Y)$  restent relativement rares dans la littérature. Parmi celles-ci, très peu explorent des

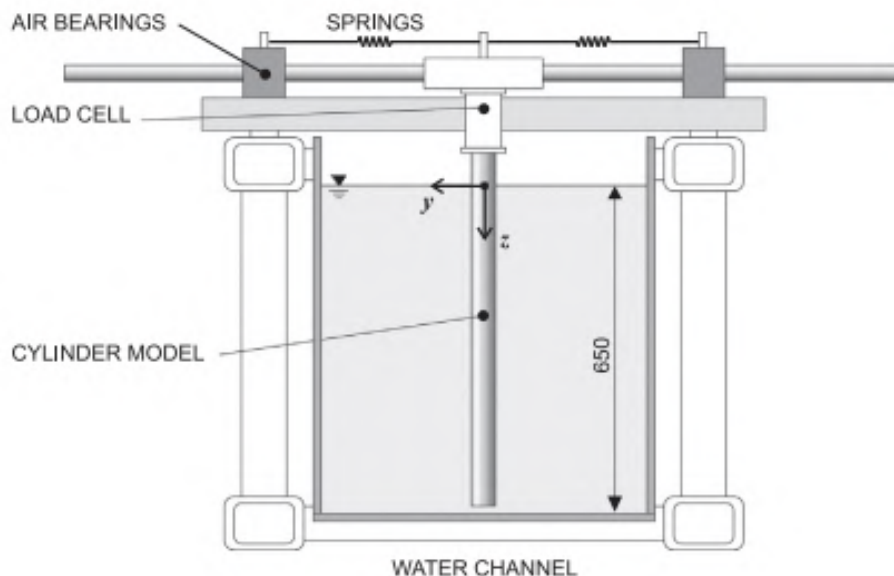


FIGURE 2.10 Représentation du cylindre aval monté sur le système à un degré de liberté dans la section d'essai du canal à eau extrait de Assi [9]. Vue en coupe transversale. Les dimensions sont en millimètres

configurations présentant un rapport de masse inférieur au seuil critique de  $m_{\text{crit}}^* = 0,54$ , en dessous duquel des régimes dynamiques particuliers peuvent être observés. En outre, la majorité des montages expérimentaux recensés reposent sur des configurations de type pendulaire, autorisant un mouvement bidimensionnel par le biais d'un pivot. Ce type de montage, bien qu'efficace, ne permet pas une modélisation fidèle du mouvement plan libre d'un cylindre, ce que nous cherchons à privilégier dans le cadre de notre projet.

Afin d'établir une base de comparaison rigoureuse entre les différentes études existantes, nous relèverons pour chacune d'elles les principaux paramètres adimensionnels caractéristiques (tels que  $m^*$ ,  $\zeta$ ,  $Re$ ,  $U_r$ , etc.). Les résultats expérimentaux issus de ces travaux seront ensuite synthétisés et présentés sous forme graphique dans la dernière section de ce chapitre, facilitant ainsi l'analyse comparative.

L'étude pionnière de Jauvtis et Williamson [10] explore les vibrations induites par vortex d'un cylindre monté sur un système permettant une liberté de mouvement à deux degrés de liberté (translation selon  $X$  et  $Y$ ), dans un canal de recirculation. L'objectif principal était de comparer les réponses dynamiques du cylindre avec celles bien établies pour des configurations à un seul degré de liberté transverse. Les auteurs ont identifié que, malgré la liberté supplémentaire en direction in-line, les caractéristiques fondamentales des branches de

réponse transverse (initiale, supérieure, inférieure) restent largement valides. Toutefois, deux nouveaux modes de vibration in-line, qualifiés de symétrique (SS) et antisymétrique (SA), apparaissent pour des vitesses réduites inférieures à  $U_r \approx 2.5$ . Ces résultats démontrent l'intérêt d'une modélisation bi-directionnelle pour mieux capturer les régimes complexes de vibration, en particulier à faible nombre de Reynolds. On observe également, à la lecture de la Fig. 2.11, que l'introduction d'un degré de liberté supplémentaire dans la direction de l'écoulement (axe  $X$ , également appelé direction *in-line*) conduit à une augmentation significative de l'amplitude des oscillations transverses. Cette observation met en évidence le rôle non négligeable du couplage entre les directions longitudinale et transverse dans le comportement dynamique des structures soumises aux VIV.

TABLEAU 2.8 Paramètres expérimentaux de Jauvtis et Williamson [10]

| Paramètre                | Symbole | Valeur        |
|--------------------------|---------|---------------|
| Ratio de masse           | $m^*$   | 5–25          |
| Amortissement structurel | $\zeta$ | 0.0017–0.0038 |
| Ratio d'aspect           | $L/D$   | $\approx 7.5$ |
| Nombre de Reynolds       | $Re$    | 1 000–6 000   |
| Vitesse réduite          | $U_r$   | 2–12          |

Stappenbelt *et al.* [11] se sont intéressés aux réponses dynamiques de cylindres à faible ratio de masse ( $m^* \approx 2–13$ ) soumis à des VIV dans un système autorisant deux degrés de liberté. Leur dispositif expérimental intègre un chariot de traînée permettant de contrôler précisément les vitesses d'écoulement et d'enregistrer les déplacements et forces hydrodynamiques Fig. 2.12. L'étude révèle la présence d'une branche de réponse à très forte amplitude, dite « super-upper branch », observable jusqu'à  $m^* = 8,76$ . Au-delà, les différences entre les réponses mono- et bi-directionnelles tendent à s'estomper. Ces résultats soulignent la nécessité d'inclure les non-linéarités liées aux faibles rapports de masse dans les modèles de conception de structures offshore, ces derniers étant particulièrement sensibles à ce régime dynamique. Le graphique présenté en Fig. 2.13 vient appuyer la conclusion formulée précédemment : l'introduction d'un second degré de liberté contribue de manière significative à l'augmentation de l'amplitude normalisée des oscillations dans la direction transverse. Ce résultat confirme l'influence marquée du couplage bidirectionnel sur l'intensité des vibrations induites par vortex.

L'article de Srinil, Ma et Zhang [12] étend la problématique des VIV à des structures courbes, en étudiant un cylindre rigide incurvé soumis à un écoulement uniforme selon différentes orien-

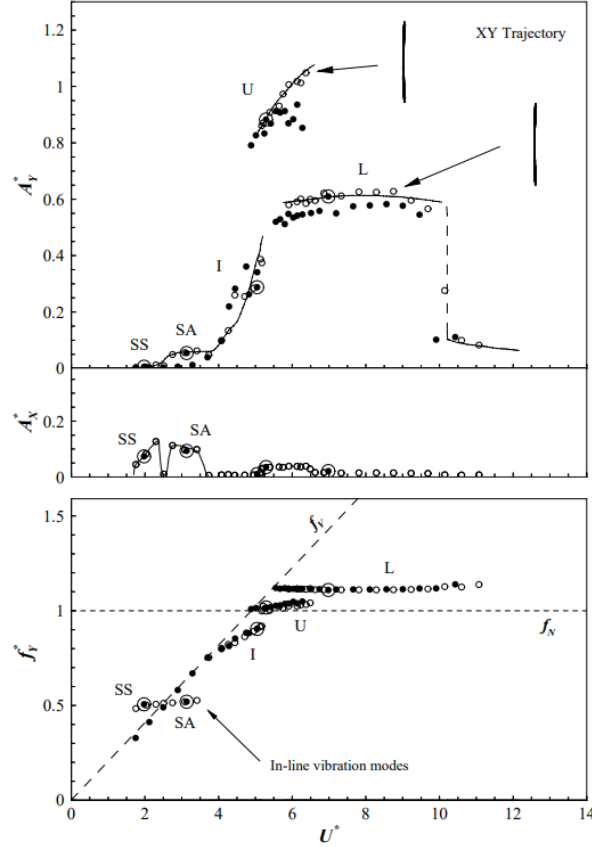


FIGURE 2.11 Amplitudes transverse et axiale normalisées extrait de Jauvtis et Williamson [10]. Les symboles pleins ( $\bullet$ ) représentent les données Y seules, et les symboles vides ( $\circ$ ) correspondent aux données XY. Les symboles « bull's eye » ( $\oplus$ ) indiquent les points où le DPIV a été étudié pour le mouvement XY.

TABEAU 2.9 Paramètres expérimentaux de Stappenbelt et al. [11]

| Paramètre                | Symbole | Valeur       |
|--------------------------|---------|--------------|
| Ratio de masse           | $m^*$   | 2.36–12.96   |
| Amortissement structural | $\zeta$ | 0.006–0.078  |
| Ratio d'aspect           | $L/D$   | 8.0          |
| Nombre de Reynolds       | $Re$    | Non spécifié |
| Vitesse réduite          | $U_r$   | 3-16         |

tations par rapport au plan de courbure (convexe, concave et perpendiculaire). Les essais expérimentaux montrent que la configuration perpendiculaire maximise les réponses *in-plane* et *out-of-plane*, avec des amplitudes pouvant atteindre  $A_y/D \approx 1.85$ . Les trajectoires du cylindre présentent des motifs complexes en huit, dus à des résonances multiples. À l'inverse, le cas convexe montre une réponse minimale (voir Fig. 2.15). Cette étude met en évidence

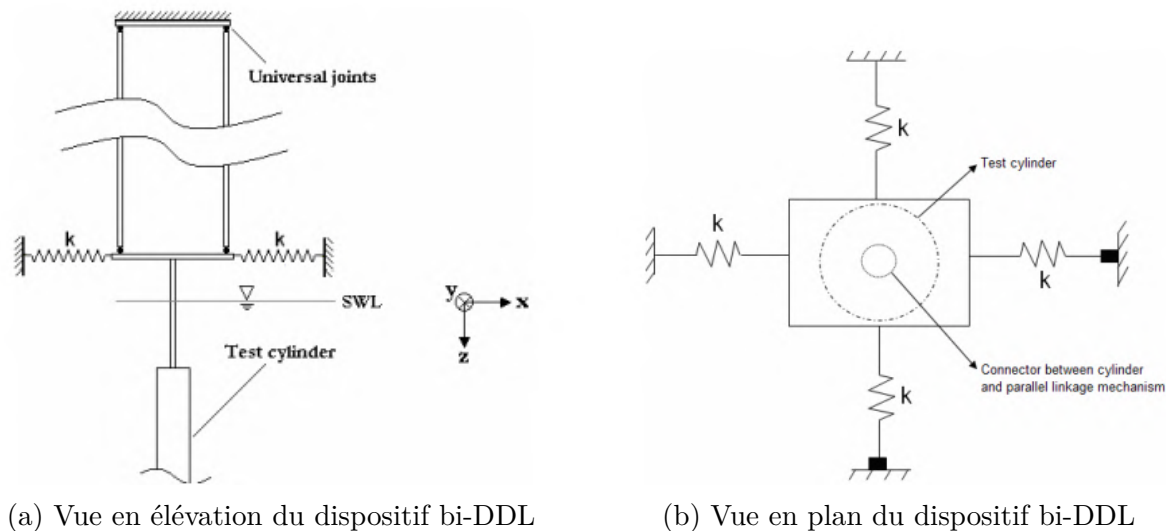


FIGURE 2.12 Schéma du dispositif expérimental de Stappenbelt et al. [11]

l'importance de la géométrie du cylindre et de l'orientation du flux dans l'analyse des VIV de structures flexibles ou précontraintes dans des environnements multidirectionnels. Il apparaît donc essentiel, dans la phase de conception du dispositif expérimental, de garantir une orientation rigoureuse du cylindre afin d'éviter l'apparition d'un angle d'incidence non désiré. En effet, une mauvaise orientation pourrait altérer les caractéristiques dynamiques du système en amplifiant ou atténuant les amplitudes de vibration. Une solution envisageable consisterait à intégrer un mécanisme de réglage ou de modulation de l'orientation, par exemple à l'aide d'éléments tels que des plaques ajustables. Par ailleurs, la structure encadrant la fixation des ressorts Fig. 2.14 constitue une piste intéressante à exploiter : une adaptation de l'une des parois latérales de la section d'essai pourrait permettre d'y intégrer un support rigide dédié à cette fonction.

TABEAU 2.10 Paramètres expérimentaux de Srinil, Ma et Zhang [12]

| Paramètre                | Symbole | Valeur               |
|--------------------------|---------|----------------------|
| Ratio de masse           | $m^*$   | $\approx 1.9$        |
| Amortissement structurel | $\zeta$ | Faible (non précisé) |
| Ratio d'aspect           | $L/D$   | $\approx 6.36$       |
| Nombre de Reynolds       | $Re$    | Jusqu'à 50 000       |
| Vitesse réduite          | $U_r$   | 2–30                 |

L'étude plus récente de Encke et Gedikli [13] introduit une configuration expérimentale ori-

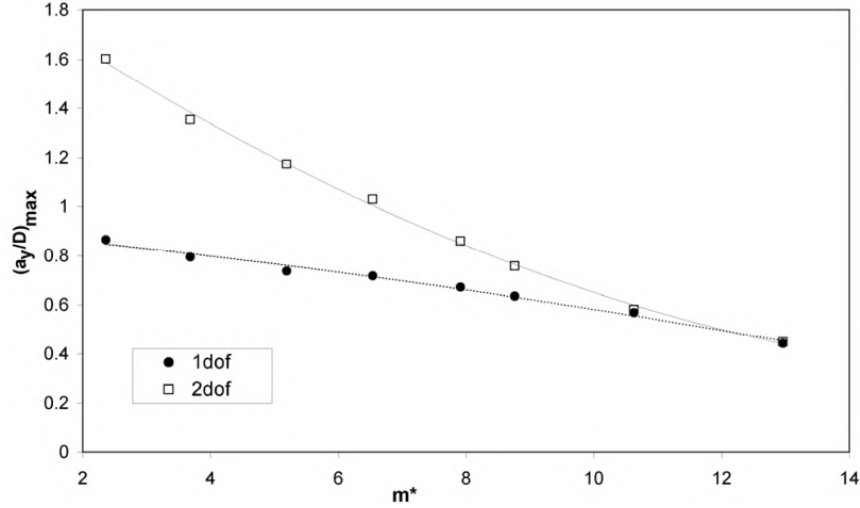


FIGURE 2.13 Évolution des amplitudes transversales normalisées maximales en fonction de différentes valeurs de ratio de masse  $m^*$  extrait de Stappenbelt et al. [11]

ginale basée sur un cylindre creux pivoté et rigidement fixé par une bride imprimée en 3D visible Fig. 2.16. Le cylindre, caractérisé par un faible rapport de masse ( $m^* = 0,93$ ), est soumis à un écoulement uniforme dans un canal à recirculation, avec un suivi optique 3D par caméras rapides. Les auteurs observent des amplitudes *in-line* élevées, parfois supérieures aux réponses transverses (voir Fig. 2.17), contredisant les observations traditionnelles pour des  $m^*$  plus élevés. Ces résultats confirment l'impact majeur d'un faible ratio de masse sur la dynamique fluide-structure et ouvrent la voie à des méthodes de mesure non-intrusives avancées. Plusieurs considérations techniques méritent d'être prises en compte dans la conception du système expérimental envisagé. En premier lieu, le recours à un cylindre creux apparaît comme une solution pertinente pour réduire efficacement le rapport de masse  $m^*$  du système, paramètre clé dans l'étude des vibrations induites par vortex à faible inertie.

Par ailleurs, la captation du mouvement du cylindre à l'aide de méthodes non intrusives, telles que l'enregistrement par caméra, constitue une option à la fois simple et robuste à mettre en œuvre dans le cadre de ce projet. Cette approche présente l'avantage de s'inscrire dans la continuité des pratiques expérimentales courantes au sein de notre laboratoire, où des systèmes de suivi optique sont déjà déployés. La possibilité de réutiliser et d'adapter ces équipements existants représente un atout logistique et technique non négligeable pour le bon déroulement de l'étude.

Enfin, Aye et Srinil [14] s'intéressent à l'effet de la turbulence amont sur les VIV d'un cylindre circulaire monté sur un pendule élastique à deux degrés de liberté. Leur étude met

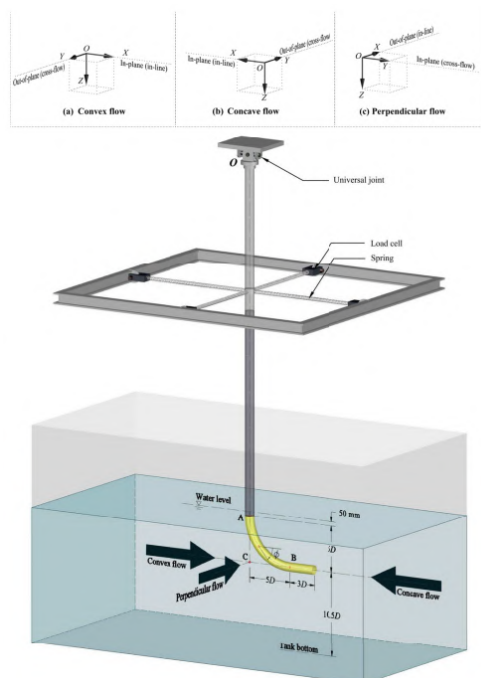


FIGURE 2.14 Schéma du montage expérimental et orientations des flux : convexe, concave et perpendiculaire à la courbure extrait de Srinil, Ma et Zhang [12]

TABEAU 2.11 Paramètres expérimentaux de Encke et Gedikl [13]

| Paramètre                | Symbole | Valeur      |
|--------------------------|---------|-------------|
| Ratio de masse           | $m^*$   | 0.93        |
| Amortissement structurel | $\zeta$ | 0.12        |
| Ratio d'aspect           | $L/D$   | 50.8        |
| Nombre de Reynolds       | $Re$    | 1 343–4 029 |
| Vitesse réduite          | $U_r$   | 2.15–6.45   |

en évidence l'apparition de comportements chaotiques dans la réponse structurelle, particulièrement marqués à des vitesses d'écoulement élevées. Les transitions classiques entre les branches initiale, supérieure et inférieure sont perturbées par des effets de saut et d'hystérésis, avec des trajectoires  $(X, Y)$  irrégulières. L'analyse spectrale par ondelettes révèle des fréquences d'oscillation fortement variables dans le temps. Ces résultats sont essentiels pour la modélisation des réponses VIV en conditions de turbulence réelle, telles que rencontrées dans les courants océaniques, et renforcent la pertinence des approches dynamiques non linéaires dans le dimensionnement des structures offshore. Dans le cadre de ce projet, l'objectif principal réside davantage dans la validation expérimentale de simulations numériques réalisées à faible ratio de masse, plutôt que dans l'analyse des effets de la turbulence sur la

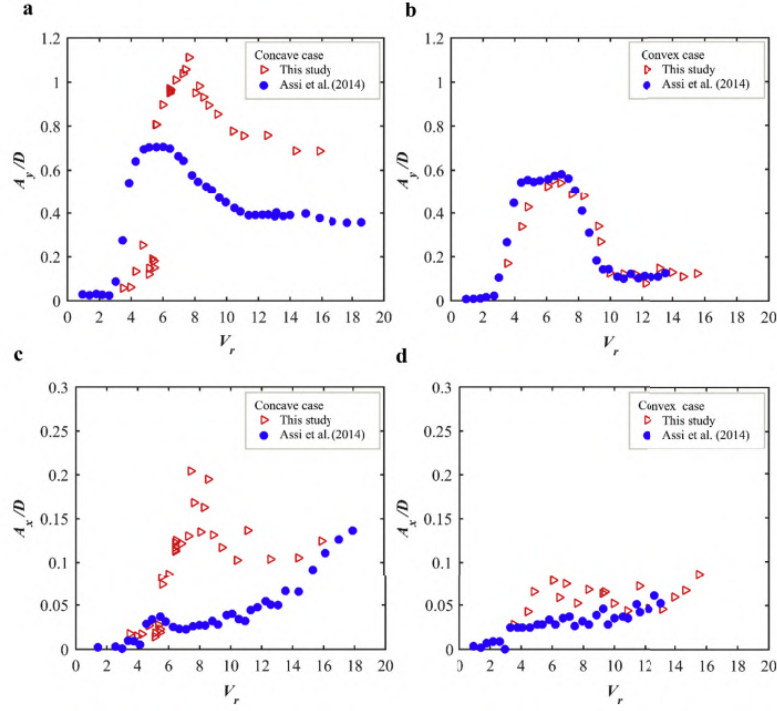


FIGURE 2.15 Comparaison des amplitudes normalisées bidirectionnelles en flux concave et convexe extrait de Srinil, Ma et Zhang [12]

réponse structurale.

Pour ce faire, une solution retenue consiste à adapter un assemblage existant issu d'un projet antérieur, basé sur une structure en nid d'abeille, afin de répondre aux exigences de la présente étude. Cette approche permet de contrôler plus rigoureusement les conditions d'écoulement à l'entrée de la section d'essai, tout en capitalisant sur des composants déjà éprouvés. Bien que l'on ne réduise pas nécessairement la turbulence, on améliore grandement l'uniformité de l'écoulement aux échelles intégrales.

TABEAU 2.12 Paramètres expérimentaux de Aye et Srinil [14]

| Paramètre                | Symbole | Valeur      |
|--------------------------|---------|-------------|
| Ratio de masse           | $m^*$   | 4.38        |
| Amortissement structurel | $\zeta$ | 0.06        |
| Ratio d'aspect           | $L/D$   | 22.67       |
| Nombre de Reynolds       | $Re$    | Non précisé |
| Vitesse réduite          | $U_r$   | Jusqu'à 20  |

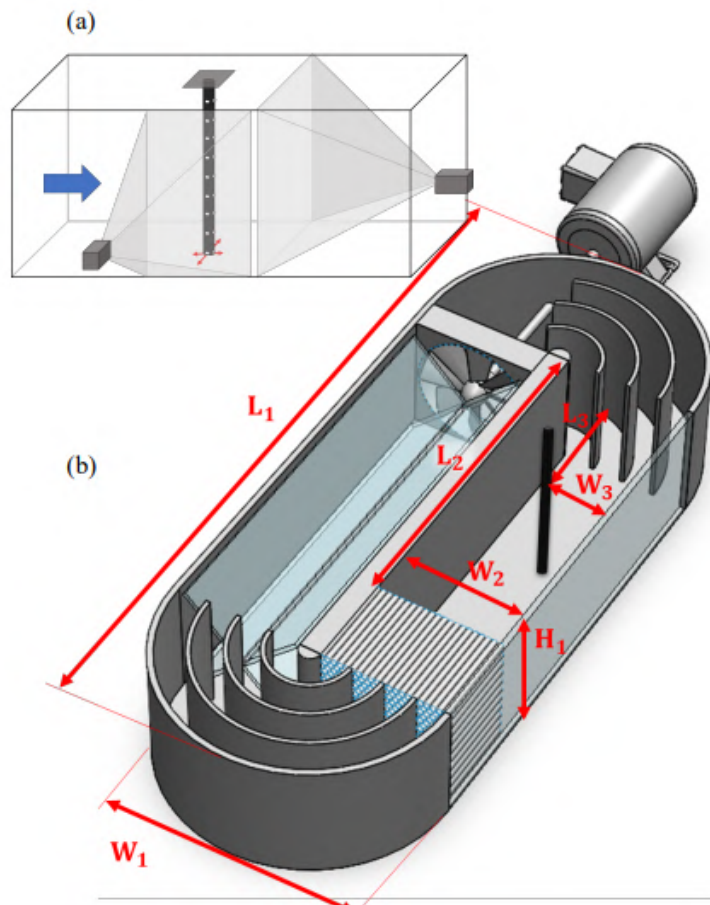


FIGURE 2.16 Schéma du dispositif expérimental : (a) canal à recirculation et cylindre pivoté, (b) détail du montage et des réseaux de rectification extrait de Encke et Gedikli [13]

## 2.5 Synthèse de la revue de littérature

Les travaux analysés dans cette revue de littérature ont permis de mettre en évidence plusieurs aspects critiques pour la conception expérimentale de notre dispositif, en particulier dans le cadre de l'étude des vibrations induites par vortex à faible ratio de masse et en présence de deux degrés de liberté.

Les études numériques, en premier lieu, offrent une base théorique solide permettant d'anticiper les comportements attendus du système. Les simulations menées avec un rapport de masse nul ( $m^* = 0$ ) permettent d'explorer des configurations irréalisables expérimentalement, tout en servant de référence pour la validation de notre dispositif. Elles révèlent que, même dans des régimes laminaires et à bas nombre de Reynolds, des oscillations significatives peuvent apparaître, soulignant ainsi l'intérêt d'un écoulement aussi laminaire que possible pour reproduire fidèlement les régimes simulés. Cette laminarité désirée semble toutefois dif-

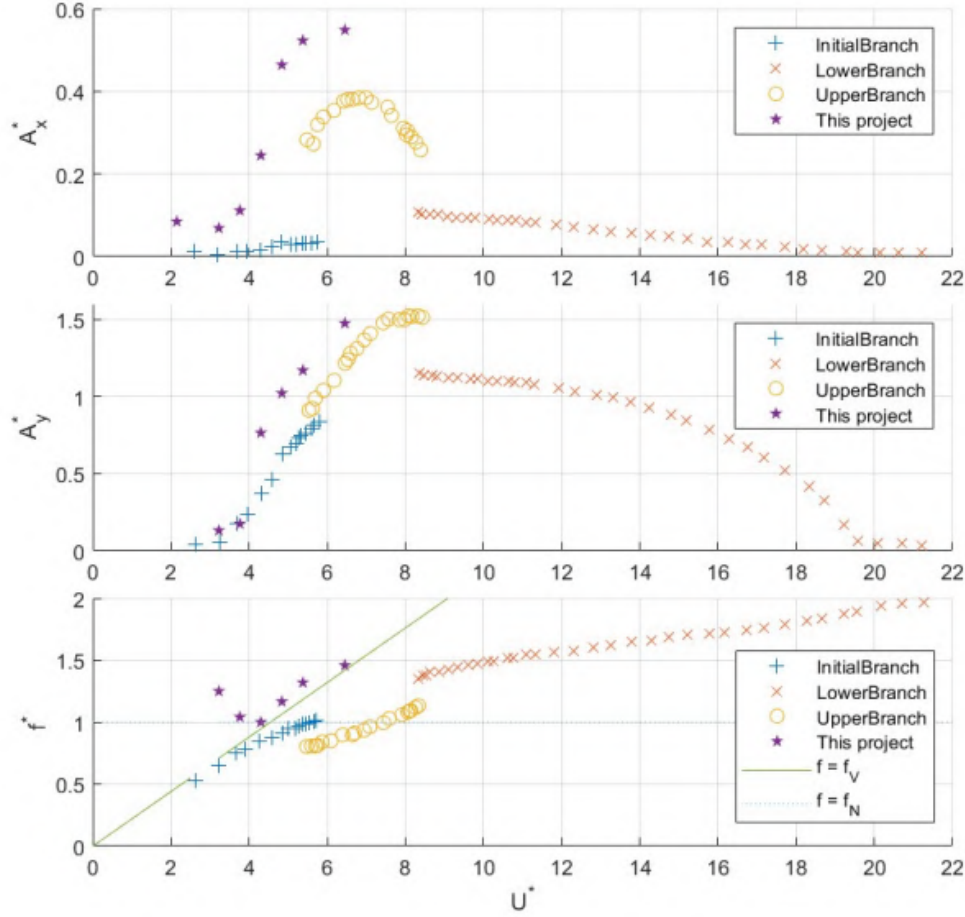


FIGURE 2.17 Réponse d'amplitudes non dimensionnelle en direction axiale et transverse en fonction de la vitesse réduite normalisée ( $U$ ) extrait de Encke et Gedikli [13]

ficile à atteindre avec nos moyens expérimentaux. L'uniformité de l'écoulement sera elle fort améliorée avec le nid d'abeille et la grille subséquente dans l'écoulement amont.

Les études expérimentales en 1D mettent en évidence l'importance du rapport de masse critique ( $m_{\text{crit}}^* \approx 0,54$ ). En-deçà de ce seuil, des amplitudes de vibration plus élevées sont observées, justifiant la conception d'un système léger dans notre cas. Par ailleurs, l'intégration de ressorts de raideur ajustable ainsi que de paliers à air apparaît comme une solution robuste pour limiter l'amortissement mécanique et faciliter le recentrage du cylindre. La nécessité d'un système de repositionnement précis, notamment entre chaque essai, ressort également comme un point critique à considérer. Les résultats présentés dans les articles précédemment étudiés ont été synthétisés dans le Tableau 2.1 et illustrés graphiquement à la Fig. 2.20. On a volontairement exclus les valeurs de l'étude de Govardhan et Williamson [5] car elle n'évoque pas l'amplitude maximale du mouvement mais l'amplitude du mouvement lorsque  $U_r$  tend

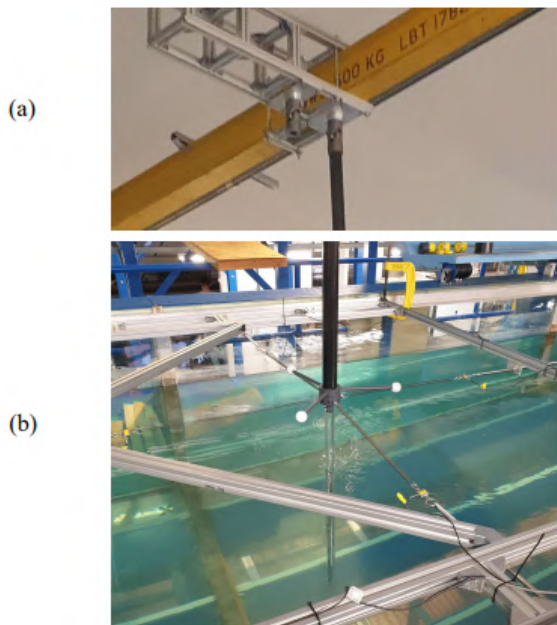


FIGURE 2.18 Système de pendule à ressort : (a) connexion entre la jointure universelle et le tube en fibre de carbone, (b) configuration du ressort et du cylindre extrait de Aye et Srinil [14]

vers l'infini. L'analyse de ces données permet de mettre en évidence une corrélation nette entre les différents paramètres considérés. Au vu des informations extraites des publications consultées, il semble que l'amplitude maximale est plus importante lorsque le ratio de masse  $m^*$  et le ratio d'amortissement  $\zeta$  sont les plus faibles.

| $m^*$ | $\zeta$ | $A_{Y \max}/D$ |
|-------|---------|----------------|
| 2.26  | 0.05    | 0.966          |
| 3     | 0.0035  | 0.78           |
| 2.6   | 0.0035  | 1.3            |
| 1.2   | 0.0035  | 1.3            |

TABEAU 2.13 Tableau récapitulatif des résultats obtenus pour les mouvements 1D

Du côté des dispositifs 2D, plusieurs éléments convergent vers l'importance du couplage entre les directions *in-line* et transverse. Il est clairement établi que l'ajout d'un second degré de liberté accroît significativement l'amplitude des oscillations transverses, rendant la modélisation bidirectionnelle indispensable dans le cadre de structures offshore ou soumises à des sollicitations multidirectionnelles. Les résultats montrent également que la géométrie du cylindre, son orientation par rapport à l'écoulement, et le positionnement des éléments mobiles hors du champ fluide jouent un rôle majeur dans la qualité des mesures. L'utilisation

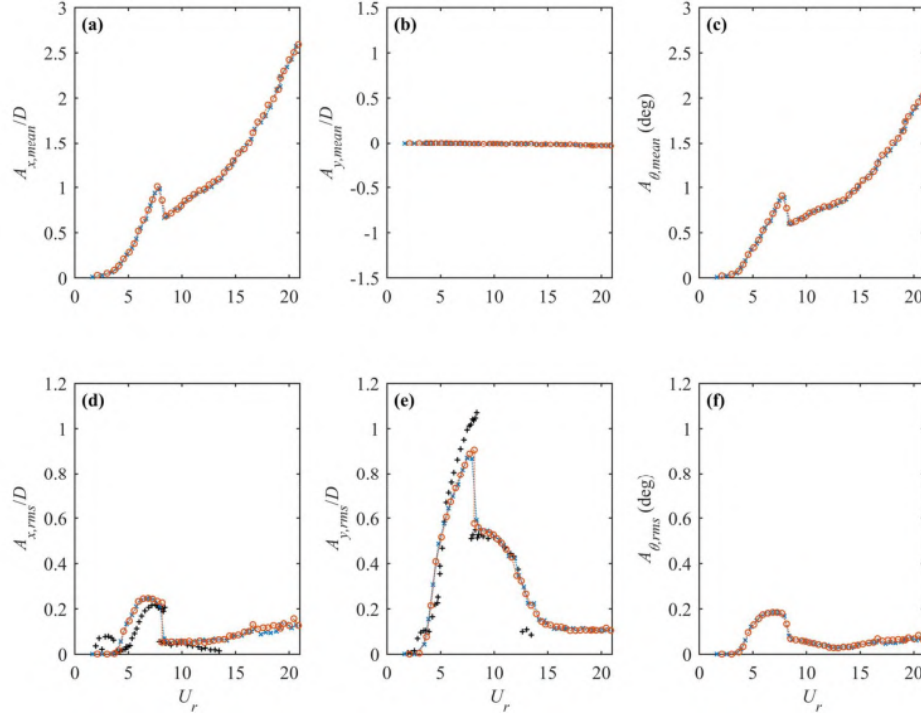


FIGURE 2.19 Amplitudes moyennes et efficaces normalisées du cylindre pour les directions en ligne, transversale et l'angle d'inclinaison verticale extrait de Aye et Srinil [14]

de caméras pour un suivi optique non intrusif, déjà éprouvée dans le laboratoire, s'impose comme une solution de choix. Par ailleurs, l'analyse des résultats compilés dans les études portant sur le mouvement bidimensionnel du cylindre, tels que présentés dans le Tableau 2.2 et la Fig. 2.21, met en évidence que l'amplitude du mouvement transverse atteint un maximum lorsque le rapport de masse  $m^*$  ainsi que le coefficient d'amortissement  $\zeta$  sont faibles. Ces observations suggèrent qu'une réduction de ces deux paramètres sera primordiale lors de la phase de conception du système et confirme les résultats observés pour le mouvement 1D.

Enfin, les travaux réalisés en présence de turbulence montrent que les régimes dynamiques deviennent chaotiques, avec apparition de comportements hystérétiques et non linéaires. Néanmoins, dans le cadre de notre projet, l'objectif étant de valider des simulations à faible ratio de masse, l'accent sera mis sur la stabilisation de l'écoulement, notamment via l'utilisation de grilles ou de structures en nid d'abeille, afin d'obtenir un écoulement incident aussi laminaire que possible ou pour le moins uniforme car la turbulence sera difficile à éliminer en amont du cylindre. Elle peut être cantonnée à des structures de taille petite par rapport au cylindre et donc aux tourbillons de Von Karman.

En somme, cette revue permet d'identifier des configurations expérimentales pertinentes,

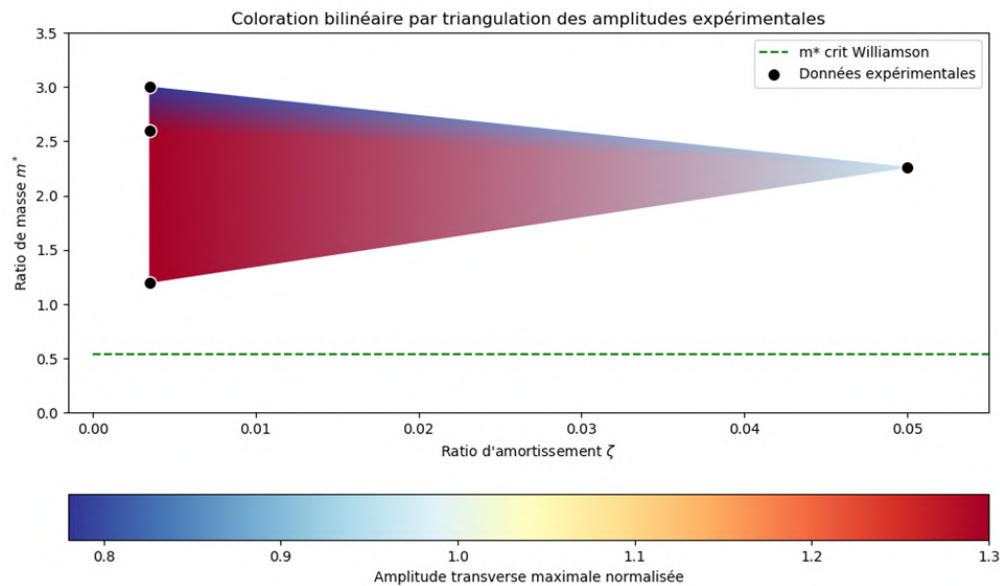


FIGURE 2.20 Évolution de l'amplitude maximale 1D en fonction du ratio de masse  $m^*$  et du ratio d'amortissement  $\zeta$

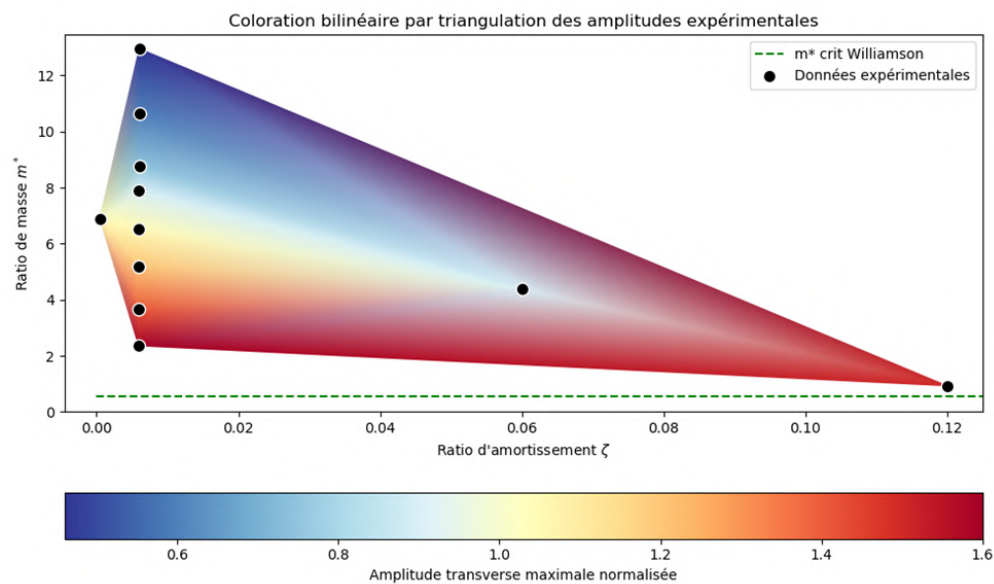


FIGURE 2.21 Évolution de l'amplitude maximale transverse 2D en fonction du ratio de masse  $m^*$  et du ratio d'amortissement  $\zeta$

d'orienter les choix techniques pour la conception du dispositif, et de poser des bases solides pour la validation expérimentale des modèles numériques existants.

| $m^*$ | $\zeta$ | $A_{Y \max}/D$ |
|-------|---------|----------------|
| 6.9   | 0.00044 | 1.05           |
| 2.36  | 0.00593 | 1.6            |
| 3.68  | 0.00598 | 1.4            |
| 5.19  | 0.00597 | 1.2            |
| 6.54  | 0.00596 | 1.05           |
| 7.91  | 0.00594 | 0.9            |
| 8.76  | 0.006   | 0.75           |
| 10.63 | 0.006   | 0.6            |
| 12.96 | 0.006   | 0.46           |
| 0.93  | 0.12    | 1.5            |
| 4.38  | 0.06    | 0.9            |

TABLEAU 2.14 Tableau récapitulatif des résultats obtenus pour les mouvements 2D

## 2.6 Objectifs détaillés et limitations techniques

À la suite de la revue de littérature consacrée aux vibrations induites par vortex, il est possible de préciser les objectifs énoncés dans l'introduction du mémoire. Ces objectifs détaillés constituent un véritable cahier des charges pour la conception et la réalisation de notre dispositif expérimental.

Tout d'abord, il convient de replacer ce projet dans son contexte expérimental. Les essais seront effectués à l'aide de la boucle hydrodynamique du Laboratoire Expérimental Grande Hauteur (LEGH) de Polytechnique Montréal, ce qui impose certaines contraintes techniques. En particulier, les dimensions de la section d'essai étant fixées à  $25 \times 25$  cm, notre système devra s'y intégrer sans modification majeure. Par ailleurs, conformément aux enseignements de la revue de littérature, le dispositif devra permettre des déplacements du cylindre atteignant une amplitude transverse maximale de  $1.6 \cdot D$  ainsi qu'une amplitude longitudinale (direction de l'écoulement) de  $1.0 \cdot D$ . Cette exigence restreint le diamètre du cylindre à une valeur maximale d'environ 40 mm.

Les conditions d'écoulement sont elles aussi limitées par les caractéristiques de la pompe de la boucle hydrodynamique, restreignant la vitesse entre 0.12 m/s et 3 m/s. De plus, l'utilisation d'une section fermée, et non d'un canal ouvert, implique la nécessité d'intégrer un mécanisme de remise en position du cylindre, la fenêtre d'acquisition des données étant fixe. Tous les systèmes assurant le guidage du cylindre devront donc être implantés à l'intérieur de la section d'essai ou dans une zone d'eau stagnante spécifiquement aménagée.

Par ailleurs, il ne sera pas possible de reproduire expérimentalement des régimes à bas

nombres de Reynolds, ce qui exclut une validation directe des résultats numériques de type Simulation Numérique Directe (DNS). En revanche, notre projet permettra d’explorer une plage intermédiaire de Reynolds, située entre les faibles valeurs typiques des simulations numériques et les valeurs élevées observées pour les bouées subsurfaces et les risers pétroliers. Ainsi, cette étude contribuera à combler un vide scientifique en fournissant des données originales sur le comportement de cylindres soumis aux VIV dans un régime intermédiaire, pour lequel peu de résultats expérimentaux existent, notamment en conditions de faible ratio de masse inférieur au seuil critique.

Ainsi, ce projet consiste à concevoir une section d’essai étanche, spécifiquement adaptée à la boucle hydrodynamique du LEGH. Cette section doit permettre l’observation et l’analyse, à l’aide d’un système de captation optique par caméra, des mouvements bidimensionnels d’un cylindre soumis aux vibrations induites par vortex.

Enfin, l’objectif fondamental du projet demeure la réduction au maximum du ratio d’amortissement du système, afin de limiter les pertes mécaniques, ainsi que du ratio de masse, de manière à se rapprocher du comportement des systèmes légers submergés dont le ratio de masse est inférieur au ratio de masse critique. Ces configurations incluent, par exemple, les sections allégées par l’ajout de polyuréthane des risers pétroliers [15] mais pourra également aussi être utilisée pour l’étude des bouées subsurfaces améliorant la flottabilité des risers dont le ratio de masse  $m^* \approx 0.3$  [16]. La réalisation de ce dispositif constitue donc un pas essentiel vers une meilleure compréhension des phénomènes de VIV pour des structures offshore à faible inertie.

### CHAPITRE 3 CONCEPTION DU DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL EN UTILISANT UN CYLINDRE EN ABS

Ce chapitre est dédié à la conception du dispositif expérimental, dont l'élément central est un cylindre fabriqué en acrylonitrile butadiène styrène (ABS) à l'aide de l'impression 3D. Le recours à cette technologie s'appuie sur une expertise acquise au cours de mon parcours aux Arts et Métiers en France, où j'ai fréquemment utilisé l'impression 3D dans le cadre de projets d'ingénierie. Cette approche présente de nombreux avantages, tant en termes de flexibilité de conception que de gain de temps.

L'impression 3D permet en effet de réaliser des géométries complexes qui auraient été difficilement fabricables avec les équipements disponibles dans l'atelier. Elle offre également une autonomie appréciable grâce à la formation suivie au sein de l'atelier Polyfab présent à Polytechnique Montréal, ce qui facilite la fabrication rapide de composants, notamment dans les phases itératives où des ajustements de conception peuvent s'avérer nécessaires.

D'un point de vue technique, l'ABS a été retenu pour ses propriétés d'étanchéité et sa compatibilité avec des traitements de surface permettant d'atteindre un état satisfaisant, notamment pour limiter les effets de facettisation du cylindre imprimé. Par ailleurs, la possibilité de contrôler le taux de remplissage lors de l'impression permet de réduire significativement la masse des pièces par rapport à des pièces pleines usinées dans d'autres matériaux, ce qui constitue un avantage non négligeable dans le cadre de ce projet où un des principaux objectifs est de limiter le ratio de masse  $m^*$  du système.

Notre dispositif expérimental vise à reproduire un mouvement bidimensionnel dans le plan  $XY$  sans recourir aux systèmes pendulaires, souvent utilisés en VIV. Bien que simples à mettre en œuvre, ces systèmes présentent une variation d'amplitude le long du cylindre, générant des tourbillons de tailles inégales. Cela entraîne une dissipation d'énergie car une partie de l'énergie des tourbillons est transmise à ceux de plus petite taille et favorise un écoulement tridimensionnel non souhaité à cause de l'absence de structure tourbillonnaire. En optant pour un mécanisme de glissement plan, on cherche à obtenir un mouvement uniforme et à limiter le développement de structures tourbillonnaires 3D, rapprochant ainsi le comportement de l'écoulement d'un régime bidimensionnel.

Dans cette optique, on a conçu un système basé sur le principe de glissement plan sur plan. Ce mécanisme repose sur l'interaction de deux plaques planes en contact, dont l'une est mobile par rapport à l'autre, ici les *splitter plates*. Ce système permet de générer un mouvement libre selon deux directions orthogonales, tout en maintenant une grande compacité.

La Fig. 3.1 présente une représentation schématique de ce principe de fonctionnement. Cette architecture constituera l'élément central du dispositif expérimental.

Ce chapitre est structuré en plusieurs sections, chacune consacrée à la conception d'un composant clé du dispositif expérimental. La présentation débute par le cylindre principal, puis aborde successivement la plaque inférieure réglable, le mécanisme de remise en position, ainsi que l'ensemble des pièces constituant la section d'essai.

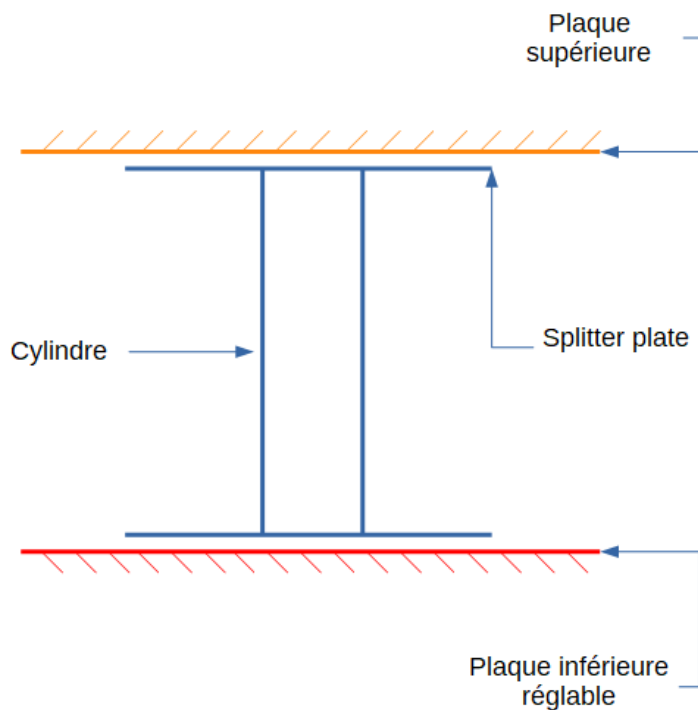


FIGURE 3.1 Principe du mouvement dans le plan  $XY$  à l'aide d'un appui plan.

### 3.1 Conception du cylindre

Cette section présente de manière structurée les différentes étapes ayant conduit à la conception finale du cylindre utilisé dans le dispositif expérimental. Avant de détailler les choix techniques, il convient de rappeler brièvement les enseignements tirés de la revue de littérature. Celle-ci a permis de mettre en évidence plusieurs éléments fondamentaux pour orienter la conception. Tout d’abord, le cylindre sera conçu comme une structure creuse, afin de réduire sa masse et de minimiser les efforts inertiels associés à son mouvement. Par ailleurs, l’analyse comparative des résultats expérimentaux et numériques issus des travaux antérieurs a permis d’estimer les amplitudes maximales attendues dans les directions transverse et axiale. Notamment, les travaux d’Encke et Gedikli [13] indiquent une amplitude maximale transverse de l’ordre de  $A_{y_{max}} = 1,6.D$  et une amplitude axiale atteignant jusqu’à  $A_{x_{max}} = 0,55.D$  dans les conditions les plus extrêmes rapportées.

Il convient également de prendre en compte les contraintes physiques imposées par l’environnement expérimental. Les essais seront réalisés dans les boucles d’écoulement disponibles à Polytechnique Montréal, lesquelles seront décrites plus en détail au chapitre 5. La veine d’essai disponible dans ces installations présente une section utile de 25 cm × 25 cm, ce qui limite le diamètre maximal du cylindre à environ 40 mm, de manière à limiter les effets de paroi indésirables. De plus, la vitesse maximale d’écoulement pouvant être atteinte dans cette installation est de 1,3 m/s. Ces deux paramètres, le diamètre maximal et la vitesse d’écoulement, seront retenus comme contraintes de base pour l’ensemble des choix de conception décrits dans cette section.

La suite de cette section est structurée en plusieurs sous-parties. La première rappelle les fondements théoriques nécessaires à la compréhension de l’écoulement autour d’un cylindre, en introduisant les notions de potentiel des vitesses, de fonction de courant et de potentiel complexe. Ensuite, une attention particulière est portée à la distribution des vitesses sur la surface du cylindre, puis à la répartition de la pression sur ses parois. Enfin, la modélisation tridimensionnelle du cylindre réalisée dans le logiciel ABAQUS est présentée, afin d’évaluer si la conception du cylindre en ABS satisfait aux exigences de performance attendues.

#### 3.1.1 Rappels théoriques

Dans le cadre de cette étude, on suppose que l’écoulement incident est incompressible, irrotationnel et uniforme dans la section d’essai. Ces hypothèses sont justifiées par la présence d’un nid d’abeille en amont de la veine d’essai visible sur la Fig. 3.2, dont le rôle est d’uniformiser le flux et de réduire significativement la présence de tourbillons de grande taille (tourbillons

de coudes...) induits par les variations géométriques de la section.

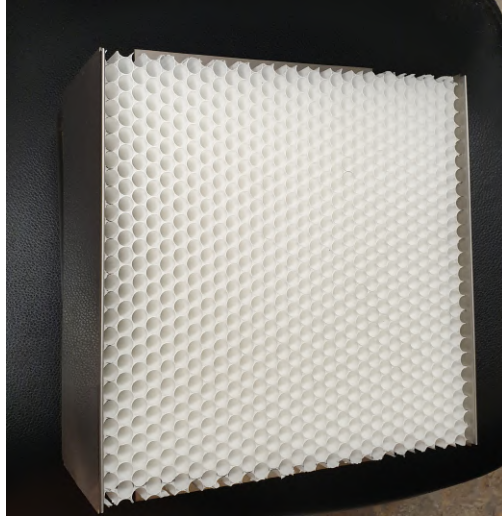


FIGURE 3.2 Structure en nid d'abeille permettant d'uniformiser l'écoulement

On note  $\vec{V}$  le vecteur vitesse de l'écoulement, exprimé en coordonnées polaires. Dans de nombreuses études, le nombre de Strouhal est fixé à  $St = 0,2$  et le coefficient de traînée à  $C_d = 1,25$  pour un cylindre en mouvement dans un fluide de type eau. Afin de conserver une marge de manœuvre suffisante lors des essais expérimentaux, les dimensions du cylindre ont été fixées à un rayon de  $R = 20$  mm et une longueur de  $L = 230$  mm. Ces valeurs de référence seront donc adoptées dans cette étude pour estimer les grandeurs clés du système, telles que la pression exercée sur la surface du cylindre, le ratio de masse et le coefficient d'amortissement.

### Potentiel des vitesses

Étant donné que l'écoulement est supposé irrotationnel, on a  $\vec{\nabla} \times \vec{V} = \vec{0}$ . Or, comme  $\vec{\nabla} \times \vec{\nabla} \Phi = \vec{0}$ , on peut introduire un potentiel de vitesse  $\Phi$  tel que  $\vec{V} = \vec{\nabla} \Phi$ . Ce potentiel vérifie alors l'équation de Laplace :

$$\Delta \Phi = 0 \quad (3.1)$$

Les composantes radiale et tangentielle de la vitesse dans le repère polaire s'expriment alors par :

$$V_r = \frac{\partial \Phi}{\partial r}, \quad V_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} \quad (3.2)$$

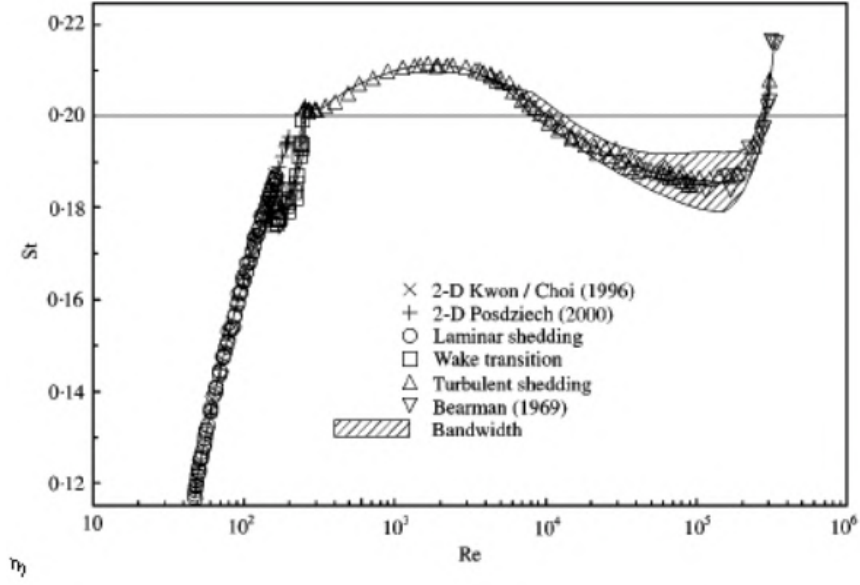


FIGURE 3.3 Évolution du nombre de Strouhal en fonction du nombre de Reynolds extrait de Aronsen et al. [17]

### Fonction de courant

La condition d'incompressibilité de l'écoulement,  $\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0$ , permet de définir une fonction de courant  $\Psi$  telle que :

$$V_r = \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta}, \quad V_\theta = -\frac{\partial \Psi}{\partial r} \quad (3.3)$$

et  $\Psi$  satisfait également l'équation de Laplace :

$$\Delta \Psi = 0 \quad (3.4)$$

### Potentiel complexe

Il est possible de combiner les fonctions  $\Phi$  et  $\Psi$  en un unique potentiel complexe  $f(z)$ , avec :

$$f(z) = \Phi + i\Psi \quad (3.5)$$

où  $z = x + iy = re^{i\theta}$ . Ce formalisme permet de superposer plusieurs écoulements potentiels de manière élégante et analytique.

### 3.1.2 Distribution des vitesses sur le cylindre

Dans le cas d'un fluide parfait, le potentiel complexe d'un écoulement uniforme perturbé par la présence d'un cylindre de rayon  $R$  placé à l'origine est donné par :

$$f(z) = U_\infty \left( z + \frac{R^2}{z} \right) = \Phi + i\Psi \quad (3.6)$$

Cela conduit à l'expression des fonctions de potentiel et de courant :

$$\Phi = U_\infty \left( r + \frac{R^2}{r} \right) \cos \theta, \quad \Psi = U_\infty \left( r - \frac{R^2}{r} \right) \sin \theta \quad (3.7)$$

Sur la surface du cylindre, i.e. pour  $r = R$ , on obtient :

$$V_r = \frac{\partial \Phi}{\partial r} = 0, \quad V_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} = 2U_\infty \sin \theta \quad (3.8)$$

Le module de la vitesse sur la paroi du cylindre est donc :

$$|\vec{V}| = 2U_\infty \sin \theta \quad (3.9)$$

### 3.1.3 Distribution de pression sur la paroi d'un cylindre

Considérons un cylindre de rayon  $R$  et de longueur  $L$ , placé dans un écoulement uniforme. Loin de l'obstacle, la vitesse est notée  $|\vec{V}_\infty| = U_\infty$ , et la pression dans le fluide est  $p = p_0$ . En appliquant le théorème de Bernoulli à un écoulement incompressible et stationnaire, on peut écrire, pour tout point  $M(x, y)$  dans le fluide :

$$p(x, y) + \frac{1}{2} \rho |\vec{V}|^2 = p_0 + \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \quad (3.10)$$

En particulier, sur la paroi du cylindre (i.e. pour  $r = R$ ), et en utilisant l'expression analytique de la vitesse tangente issue de l'écoulement potentiel, on obtient la distribution de pression suivante :

$$p(\theta) = \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 (1 - 4 \sin^2 \theta). \quad (3.11)$$

Cette expression permet de définir un coefficient de pression adimensionné, noté  $C_p$ , donné par :

$$C_p(\theta) = \frac{p(\theta) - p_0}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2} = 1 - \frac{|\vec{V}|^2}{U_\infty^2} = 1 - 4 \sin^2 \theta \quad (3.12)$$

Ces expressions analytiques serviront de base pour la modélisation du chargement de pression sur le cylindre dans le logiciel ABAQUS.

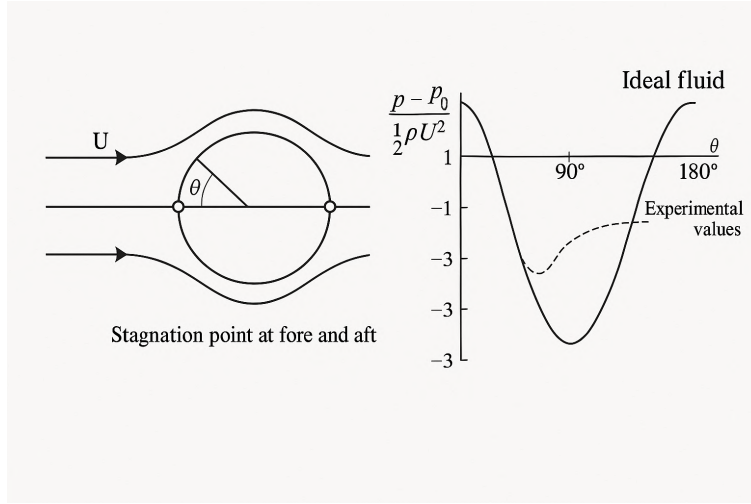


FIGURE 3.4 Distribution théorique de la pression sur la paroi d'un cylindre extrait de Aronsen et al. [17]

Dans la suite de l'étude, et comme illustré en Fig. 3.4, on souhaite modéliser la séparation de l'écoulement en introduisant une hypothèse simplificatrice : la pression sur la paroi du cylindre suit la loi théorique potentielle pour les angles  $\theta < \theta_{\text{lim}}$ , puis devient constante au-delà. Ainsi, la distribution est définie par :

$$p(\theta) = \begin{cases} \frac{1}{2}\rho V^2(1 - 4 \sin^2 \theta), & \text{si } \theta < \theta_{\text{lim}} \\ \frac{1}{2}\rho V^2(1 - 4 \sin^2 \theta_{\text{lim}}), & \text{si } \theta \geq \theta_{\text{lim}} \end{cases} \quad (3.13)$$

Cette simplification permet de représenter numériquement la séparation du fluide et la formation du sillage sans avoir à résoudre les équations de Navier-Stokes complètes.

La force de traînée est alors calculée par intégration de la projection de la pression sur la direction de l'écoulement, selon :

$$F(\theta, \theta_{\text{lim}}) = RL \cos(\theta) \cdot p(\theta, \theta_{\text{lim}}) \quad (3.14)$$

L'angle  $\theta_{\text{lim}}$  est déterminé de manière numérique en imposant que la somme des contributions de pression sur la demi-surface du cylindre égale la force de traînée théorique donnée par :

$$D = \frac{1}{2}\rho V^2 C_d \cdot RL \quad (3.15)$$

où  $C_d$  désigne le coefficient de traînée.

Ce calcul a été réalisé à l'aide de la fonction `fsolve` de la bibliothèque `SciPy`, après intégration numérique de la fonction  $F(\theta, \theta_{\text{lim}})$  sur l'intervalle  $[0, \pi]$ . Afin d'assurer la cohérence avec le système d'unités adopté dans le logiciel ABAQUS, les paramètres physiques ont été exprimés dans l'unité tonne-millimètre-seconde. Ainsi, les valeurs retenues sont : une densité  $\rho = 10^{-9}$  tonne/mm<sup>3</sup>, une vitesse  $V = 1300$  mm/s, un rayon  $R = 20$  mm, une longueur  $L = 230$  mm et un coefficient de traînée  $C_d = 1,25$ . À partir de ces données, le calcul numérique conduit à un angle limite de séparation estimé à  $\theta_{\text{lim}} \approx 101,8^\circ$ .

La figure 3.5 présente la distribution de pression normalisée autour du cylindre, en distinguant clairement les deux zones : la zone théorique (profil potentiel) et la zone à pression constante, correspondant à l'hypothèse de décrochage.

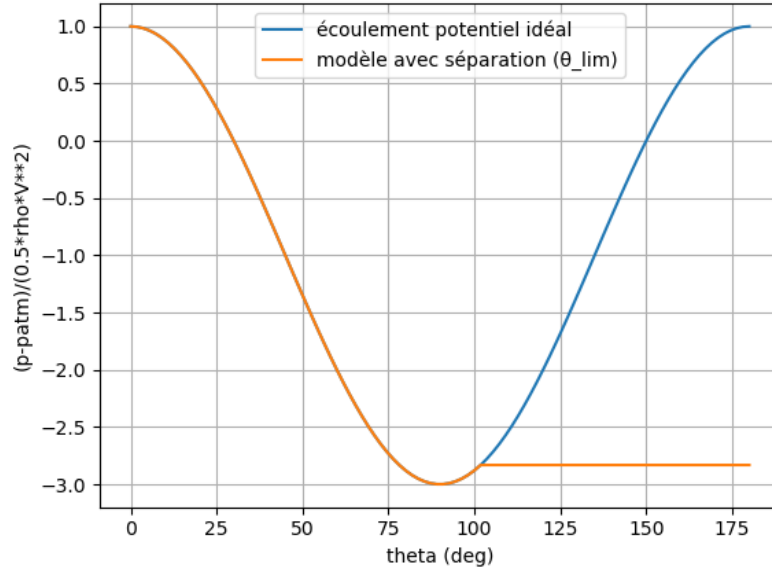


FIGURE 3.5 Répartition de la pression autour du cylindre, normalisée par  $\frac{1}{2}\rho V^2$ , incluant la zone de séparation.

### 3.1.4 Modélisation 3D du cylindre sur ABAQUS

Cette section présente la modélisation tridimensionnelle du cylindre à l'aide du logiciel ABAQUS. En se basant sur la distribution de pression déterminée précédemment, ainsi que sur la valeur de la force de traînée exercée par l'écoulement, une analyse numérique est réalisée afin d'évaluer la tenue mécanique du cylindre soumis aux sollicitations attendues. Plus spécifiquement, deux types d'efforts sont considérés : les efforts membranaires générés par la pression exercée sur la paroi, et les efforts en flexion induits par la force de traînée. Le critère retenu pour la validation du design est que l'amplitude des déformations résultantes ne dépasse pas 1 % du diamètre du cylindre.

Pour l'ensemble des simulations, le matériau retenu est l'ABS, avec une densité de  $1,04 \times 10^{-9}$  tonne/mm<sup>3</sup>, et des propriétés mécaniques homogènes.

#### Résistance à la force de traînée en flexion

L'analyse débute par l'étude de la résistance en flexion du cylindre face à la force de traînée. D'après les résultats obtenus dans la section sur la distribution de pression, l'expression de la force de traînée s'exerçant sur la demi-surface du cylindre est donnée par :

$$D = \frac{1}{2} \rho V^2 C_d \cdot RL \quad (3.16)$$

En utilisant les paramètres numériques adaptés à l'unité du logiciel ABAQUS, soit  $\rho = 10^{-9}$  tonne/mm<sup>3</sup>,  $V = 1300$  mm/s,  $R = 20$  mm,  $L = 230$  mm et  $C_d = 1,25$ , on obtient :

$$D = \frac{1}{2} \times 10^{-9} \times 1300^2 \times 1,25 \times 20 \times 230 = 4,86 \text{ N} \quad (3.17)$$

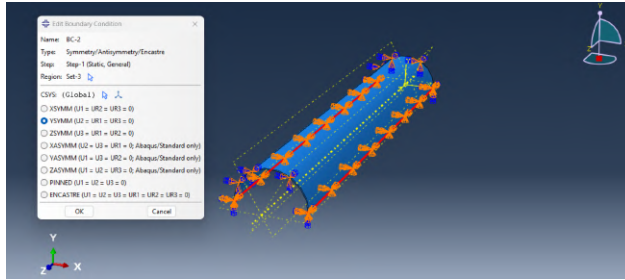
Dans le cadre de la simulation, cette force est appliquée sous la forme d'un chargement linéique uniforme le long de la génératrice du cylindre :

$$D_{\text{linéaire}} = \frac{D}{L} = 2,11 \times 10^{-2} \text{ N/mm} \quad (3.18)$$

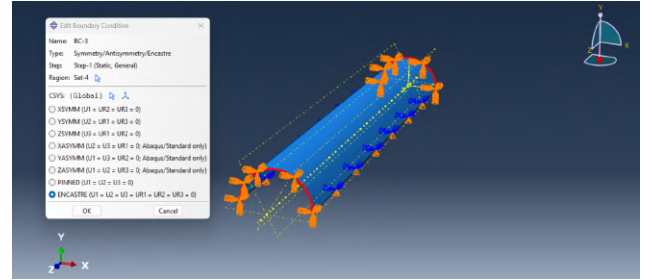
Avant de procéder à la simulation, il est nécessaire de définir les conditions aux limites du modèle. Seule une moitié du cylindre est modélisée, avec un rayon  $R = 20$  mm et une longueur  $L = 230$  mm. Conformément aux contraintes de fabrication liées à l'impression 3D en ABS, l'épaisseur de la paroi est fixée à 0,5 mm, soit la valeur minimale techniquement réalisable pour cette géométrie.

Les conditions aux limites appliquées sont les suivantes : un encastrement est imposé aux

extrémités du cylindre, et une condition de symétrie est appliquée selon le plan XZ, comme illustré à la Fig. 3.6.



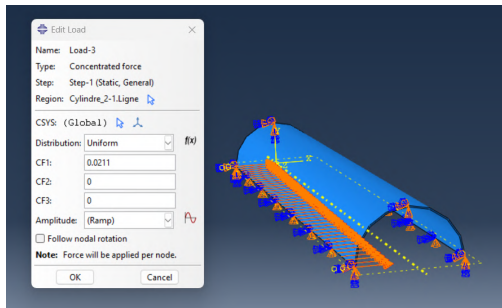
(a) Condition de symétrie (plan XZ)



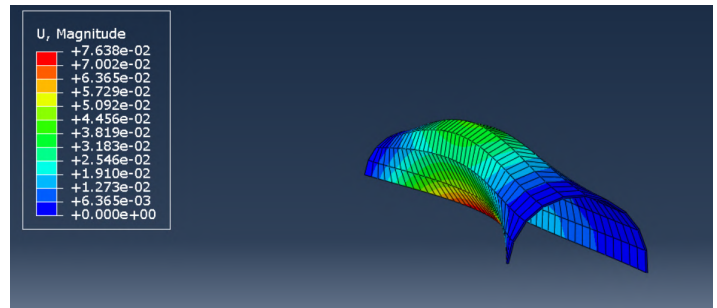
(b) Condition d'encastrement aux extrémités

FIGURE 3.6 Conditions aux limites utilisées dans la modélisation 3D du cylindre

La force de traînée linéique est ensuite appliquée sur toute la longueur de la surface externe du cylindre, comme le montre la Fig. 3.7. Le calcul numérique fournit un déplacement maximal de  $u = 7,64 \times 10^{-2}$  mm. Cette valeur correspond à une déformation relative de  $\varepsilon = \frac{u}{D} = 0,2\%$ , ce qui reste nettement inférieur au seuil de 1 % fixé initialement. Ce résultat valide donc la géométrie retenue pour le cylindre, en garantissant sa capacité à résister à la flexion induite par la force de traînée dans les conditions envisagées.



(a) Application de la force de traînée



(b) Résultats de la déformation en flexion

FIGURE 3.7 Analyse de la résistance à la flexion du cylindre soumis à la traînée

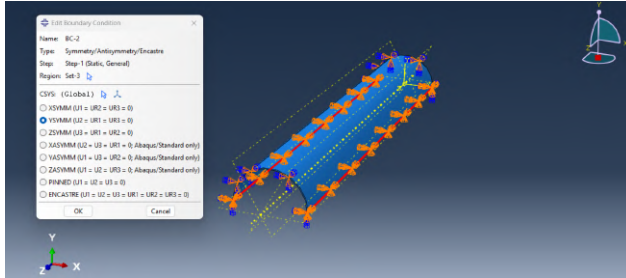
## Résistance à la pression en coque

L'analyse se poursuit avec l'étude de la résistance du cylindre soumis à la pression répartie sur sa surface, induite par l'écoulement. Conformément aux résultats obtenus dans la section précédente sur la distribution de pression, la charge surfacique appliquée sur la paroi externe est modélisée par la relation suivante :

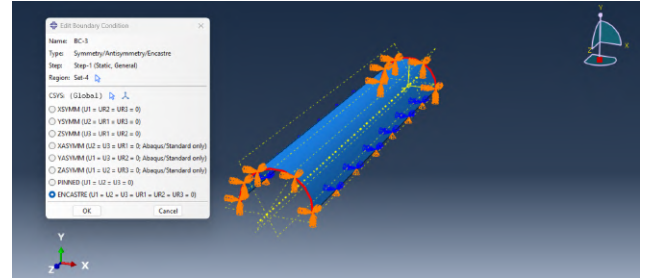
$$p(\theta) = \begin{cases} \frac{1}{2}\rho V^2 (1 - 4 \sin^2 \theta), & \text{pour } \theta < \theta_{\text{lim}}, \\ \frac{1}{2}\rho V^2 (1 - 4 \sin^2 \theta_{\text{lim}}), & \text{pour } \theta \geq \theta_{\text{lim}} \end{cases} \quad (3.19)$$

Cette formulation impose la création d'un plan de partition au sein du modèle géométrique, positionné à un angle  $\theta_{\text{lim}} = 101,8^\circ$ , afin de permettre l'application différenciée des charges de pression. Plus précisément, une distribution variable est appliquée pour  $\theta < \theta_{\text{lim}}$ , tandis qu'une pression uniforme est imposée au-delà de cet angle.

Les conditions aux limites utilisées pour cette simulation sont identiques à celles employées dans l'analyse en flexion : un encastrement aux extrémités du cylindre et des conditions de symétrie selon le plan XZ. Elles sont rappelées à la Fig. 3.8.



(a) Condition de symétrie (plan XZ)



(b) Condition d'encastrement aux extrémités

FIGURE 3.8 Conditions aux limites utilisées dans la modélisation 3D du cylindre

Les charges de pression sont ensuite appliquées sur les surfaces partitionnées, en tenant compte de leur dépendance angulaire pour  $\theta < \theta_{\text{lim}}$ , puis en conservant une valeur constante au-delà. Les résultats de simulation sont présentés à la Fig. 3.9. Le calcul numérique indique un déplacement maximal de  $u = 1,85 \times 10^{-1}$  mm. Cette valeur correspond à une déformation relative de  $\varepsilon = \frac{u}{D} = 0,46\%$ , ce qui demeure en deçà du seuil de 1 % fixé comme critère d'acceptabilité. Ces résultats confirment donc la capacité du cylindre à résister aux sollicitations générées par la pression de l'écoulement dans les conditions expérimentales prévues.

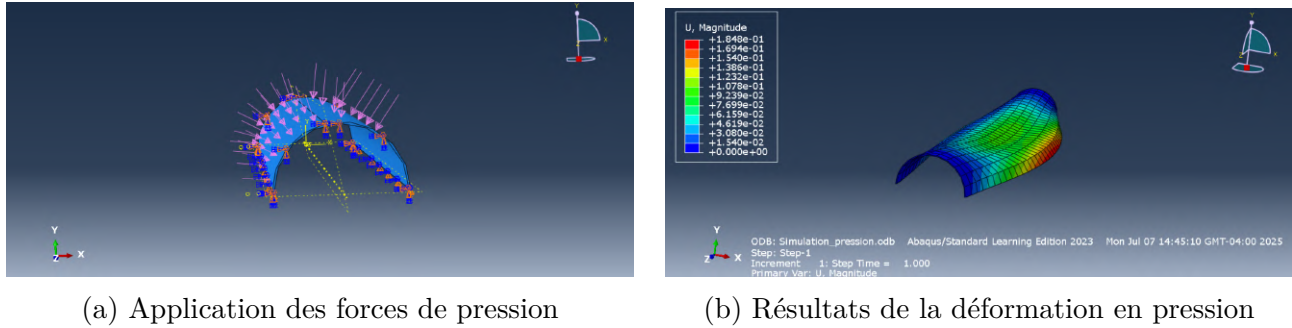


FIGURE 3.9 Analyse de la résistance à la pression en coque du cylindre

### 3.1.5 Conclusion de la section

L'ensemble des analyses numériques menées à l'aide du logiciel ABAQUS a permis de valider la conception géométrique retenue pour le cylindre imprimé en ABS. Deux types de sollicitations ont été étudiés séparément : la flexion induite par la force de traînée et les efforts membranaires résultant de la pression exercée sur la paroi externe du cylindre. Dans chaque cas, les déformations maximales obtenues sont restées inférieures au seuil fixé de 1 % du diamètre extérieur, attestant de la robustesse mécanique du modèle dans les conditions de fonctionnement envisagées.

Par ailleurs, une simulation complémentaire a été réalisée pour évaluer l'impact du chargement combiné, c'est-à-dire l'application simultanée de la pression répartie et de la force de traînée. Cette configuration, illustrée en Fig. 3.10, conduit à un déplacement maximal de  $u = 1,20 \times 10^{-1}$  mm, soit une déformation relative de  $\varepsilon = 0,30$  %, toujours largement inférieure au seuil critique. Ce résultat confirme que la conception retenue permet au cylindre de résister efficacement à l'ensemble des sollicitations hydrodynamiques auxquelles il sera soumis lors des essais expérimentaux.

## 3.2 Conception de la plaque inférieure réglable

Comme évoqué dans la revue de littérature, l'intégration d'une plaque inférieure réglable s'avère essentielle afin de compenser les éventuelles imperfections géométriques résultant de l'usinage, et d'assurer un alignement rigoureux du cylindre dans l'écoulement. En effet, une inclinaison même légère du cylindre, correspondant à un angle d'incidence non nul, peut significativement modifier l'amplitude de ses oscillations, selon le sens de l'angle, tel qu'observé précédemment. Ce phénomène est susceptible de biaiser les résultats expérimentaux, rendant indispensable l'ajustabilité de la base de support.

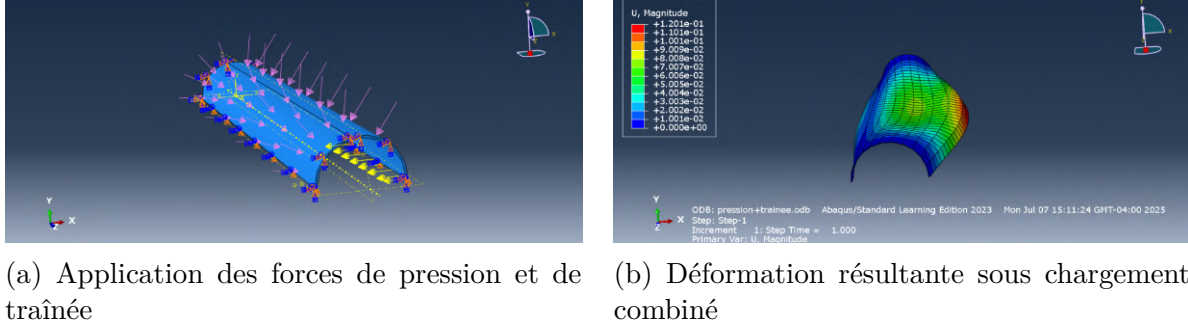


FIGURE 3.10 Analyse de la résistance aux sollicitations combinées sur le cylindre

La plaque inférieure joue également un rôle structural clé puisqu'elle constitue le socle assurant le guidage plan du cylindre. La solution initialement envisagée reposait sur l'utilisation de trois vis de réglage pour garantir l'isostatisme du système. Cependant, cette configuration plaçait l'une des vis au centre d'un bord latéral de la plaque, ce qui pouvait induire localement des perturbations hydrodynamiques indésirables ou des interférences mécaniques, comme des collisions, avec le cylindre en mouvement. Pour pallier ces contraintes, une configuration à quatre vis de réglage a été retenue. L'ajustement de la planéité est réalisé par l'écrasement contrôlé de piles de rondelles Belleville.

### 3.2.1 Détermination de l'épaisseur minimale de la plaque

L'épaisseur de la plaque en acier inoxydable doit être suffisante pour que son poids empêche son soulèvement par la force de portance induite par l'écoulement. En se plaçant dans le cas critique, cette condition s'écrit :

$$\frac{1}{2}\rho_{\text{eau}}C_L S U_{\infty}^2 \leq Seg(\rho_{\text{acier}} - \rho_{\text{eau}}) \quad (3.20)$$

$$\iff \frac{1}{2}C_L U_{\infty}^2 \leq eg \left( \frac{\rho_{\text{acier}}}{\rho_{\text{eau}}} - 1 \right) \quad (3.21)$$

En supposant un angle d'inclinaison maximal de  $2^\circ$ , correspondant à un coefficient de portance maximal  $C_L = 0.2$ , on obtient l'inégalité suivante :

$$e \geq \frac{C_L U_{\infty}^2}{2g \left( \frac{\rho_{\text{acier}}}{\rho_{\text{eau}}} - 1 \right)} = 2.50 \text{ mm} \quad (3.22)$$

Une épaisseur minimale de 2,5 mm est donc requise pour garantir la stabilité de la plaque dans le flux incident.

### 3.2.2 Choix des rondelles Belleville

Le système de réglage repose sur l'utilisation de piles de rondelles Belleville permettant un ajustement précis par compression. Ces rondelles doivent supporter le poids de la plaque inférieure, composée d'une plaque en acier inoxydable et d'un revêtement en téflon. Ce revêtement en téflon permettra de limiter le coefficient de friction entre la plaque et le cylindre. Le poids total étant estimé à  $m = 1.75$  kg, chaque pile (quatre au total) supporte une charge de :

$$P = \frac{mg}{4} = \frac{1.75 \times 9.81}{4} = 4.29 \text{ N} \quad (3.23)$$

L'écart entre la plaque inférieure et la fenêtre de plexiglas est de 11.16 mm. Un réglage vertical de 3 mm est souhaité pour assurer le parallélisme avec la plaque supérieure. On déduit ainsi les cotes extrêmes recherchées pour les piles de rondelles :

$$\begin{cases} H_{\max} = 12.66 \text{ mm} & (0.498'') \\ H_{\min} = 9.66 \text{ mm} & (0.380'') \end{cases}$$

Les hauteurs par rondelle admissibles sont alors évaluées pour différents nombres de rondelles par pile :

— **6 rondelles :**

$$h_{\max} \geq 2.11 \text{ mm} (0.083''), \quad h_{\min} \leq 1.60 \text{ mm} (0.063''),$$

— **8 rondelles :**

$$h_{\max} \geq 1.57 \text{ mm} (0.062''), \quad h_{\min} \leq 1.22 \text{ mm} (0.048''),$$

— **10 rondelles :**

$$h_{\max} \geq 1.27 \text{ mm} (0.050''), \quad h_{\min} \leq 0.97 \text{ mm} (0.038'').$$

Une recherche effectuée sur le site de McMaster-Carr a permis d'identifier des configurations répondant à ces critères :

— **6 rondelles** — Référence 9713K79 :

$$H_{\max} = 12.19 \text{ mm}, \quad H_{\min} = 10.06 \text{ mm},$$

— **8 rondelles** — Référence 9713K71 :

$$H_{\max} = 11.99 \text{ mm}, \quad H_{\min} = 9.96 \text{ mm},$$

— **10 rondelles** — Référence 9713K68 :

$$H_{\max} = 12.95 \text{ mm}, \quad H_{\min} = 9.91 \text{ mm}.$$

Compte tenu de ces données, l’option avec **10 rondelles Belleville** par pile est retenue, car elle offre l’amplitude de réglage la plus large tout en respectant les contraintes mécaniques du système.

### 3.3 Conception du système de remise en position

Cette section est consacrée à la conception d’un système de remise en position du cylindre à l’aide de ressorts. Deux configurations distinctes sont envisagées, à partir des enseignements tirés de la revue de littérature.

La première configuration consiste à utiliser quatre ressorts disposés symétriquement autour du cylindre, avec un angle d’attache de  $45^\circ$  par rapport aux axes principaux. Cette disposition s’inspire directement des dispositifs rencontrés dans les travaux antérieurs, tout en y intégrant une adaptation liée aux contraintes dimensionnelles imposées par la section d’essai. En effet, un angle de  $45^\circ$  facilite l’intégration des ressorts disponibles dans le commerce, tout en assurant un retour efficace du cylindre vers sa position d’équilibre.

La seconde configuration repose sur l’hypothèse que le cylindre reste stable en rotation autour de son axe longitudinal au cours de son mouvement en appui plan. Cette hypothèse se justifie par la faible amplitude des bras de levier formés par les ressorts, qui engendrent un couple insuffisant pour provoquer une rotation significative du cylindre sur lui-même. Ainsi, seule la composante de remise en position dans le plan transverse est à considérer dans cette configuration, ce qui simplifie la conception et permet un ancrage plus compact du dispositif de rappel et réduit l’inertie du système.

### 3.3.1 Calcul de l'énergie potentielle du système

Le choix des ressorts pour le système de remise en position repose sur l'analyse de la stabilité mécanique du dispositif. Pour cela, il est nécessaire d'évaluer l'énergie potentielle associée au système afin de s'assurer qu'il présente un minimum stable autour de la position d'équilibre.

La condition de stabilité requiert que la raideur équivalente du système dans la direction de l'écoulement, notée  $k_{eq,x}$ , soit comparable à celle dans la direction transverse, notée  $k_{eq,y}$ . Une trop grande dissymétrie entre ces deux constantes de raideur pourrait en effet engendrer des trajectoires déséquilibrées ou favoriser l'apparition de mouvements instables. L'analyse énergétique permettra donc de déterminer les caractéristiques mécaniques nécessaires pour garantir un comportement stable du cylindre dans le plan de mouvement.

#### Énergie potentielle du système avec un ressort pour la traînée et quatre ressorts inclinés à 45°

Pour analyser le comportement du système, il est fondamental d'exprimer son énergie potentielle totale. Cette énergie potentielle, notée  $E_p$ , correspond à l'énergie élastique emmagasinée par les ressorts en fonction des déplacements  $(x, y)$ , auxquels s'ajoute l'effet de la force de traînée. En considérant que chaque ressort est modélisé par une loi de Hooke, l'énergie potentielle élastique d'un ressort est donnée par :

$$E_p = \frac{1}{2}k(L_i - L)^2 \quad (3.24)$$

où  $k$  est la raideur du ressort,  $L$  sa longueur à l'état non déformé, et  $L_i$  la longueur actuelle du ressort déformé.

Dans le cas présent, le système comprend quatre ressorts inclinés à 45° et un ressort supplémentaire associé à la traînée. Les longueurs des ressorts déformés sont définies comme suit :

$$L_1 = \sqrt{(a - y)^2 + (a - x)^2}, \quad (3.25)$$

$$L_2 = \sqrt{(a + y)^2 + (a - x)^2}, \quad (3.26)$$

$$L_3 = \sqrt{(a + y)^2 + (a + x)^2}, \quad (3.27)$$

$$L_4 = \sqrt{(a - y)^2 + (a + x)^2}, \quad (3.28)$$

$$L_5 = \sqrt{y^2 + (a' + x)^2} \quad (3.29)$$

où  $a$  et  $a'$  sont des constantes géométriques du système et représente la distance entre le

centre du mouvement du cylindre et l'accroche des ressorts.

Ainsi, l'énergie potentielle associée à chaque ressort s'écrit :

$$E_{p1}(x, y) = \frac{1}{2}k(L_1 - L)^2, \quad (3.30)$$

$$E_{p2}(x, y) = \frac{1}{2}k(L_2 - L)^2, \quad (3.31)$$

$$E_{p3}(x, y) = \frac{1}{2}k(L_3 - L)^2, \quad (3.32)$$

$$E_{p4}(x, y) = \frac{1}{2}k(L_4 - L)^2, \quad (3.33)$$

$$E_{p5}(x, y) = \frac{1}{2}k'(L_5 - L')^2 \quad (3.34)$$

où  $k'$  et  $L'$  correspondent respectivement à la raideur et à la longueur au repos du ressort dédié à la traînée. Une schématisation du système est visible en Fig. 3.11. L'origine du repère est pris au centre du cylindre avant le début du mouvement.

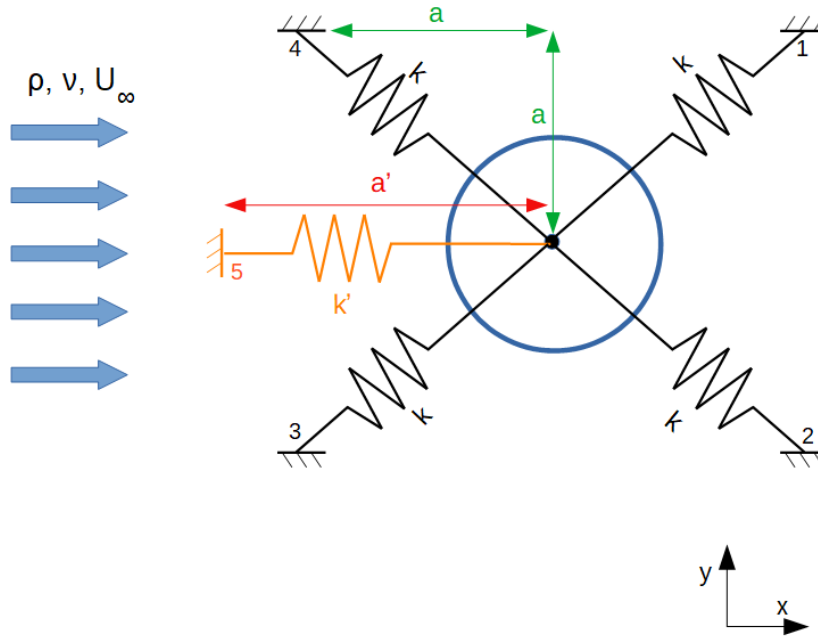


FIGURE 3.11 Schématisation du système de remise en position utilisant quatre ressorts inclinés à  $45^\circ$  et un ressort pour la traînée

L'énergie potentielle totale du système inclut également l'énergie associée à la force de traînée

exercée par le fluide, modélisée ici par une contribution linéaire en  $x$  :

$$E_{pD}(x, y) = -\frac{1}{2}\rho C_D D H U_\infty^2 x \quad (3.35)$$

avec  $\rho$  la masse volumique du fluide,  $C_D$  le coefficient de traînée,  $D$  le diamètre du cylindre,  $H$  la hauteur du cylindre, et  $U_\infty$  la vitesse d'écoulement loin du cylindre.

En combinant toutes ces contributions, l'énergie potentielle totale s'écrit donc :

$$E_p(x, y) = \sum_{i=1}^4 \frac{1}{2} k (L_i - L)^2 + \frac{1}{2} k' (L_5 - L')^2 - \frac{1}{2} \rho C_D D H U_\infty^2 x \quad (3.36)$$

En développant explicitement cette somme, on obtient :

$$E_p = \frac{1}{2} k \left[ \left( \sqrt{(a-y)^2 + (a-x)^2} - L \right)^2 + \left( \sqrt{(a+y)^2 + (a-x)^2} - L \right)^2 \right. \quad (3.37)$$

$$\left. + \left( \sqrt{(a+y)^2 + (a+x)^2} - L \right)^2 + \left( \sqrt{(a-y)^2 + (a+x)^2} - L \right)^2 \right] \quad (3.38)$$

$$+ \frac{1}{2} k' \left( \sqrt{y^2 + (a'+x)^2} - L' \right)^2 - \frac{1}{2} \rho C_D D H U_\infty^2 x \quad (3.39)$$

**Vérification du point d'équilibre en  $(x, y) = (0, 0)$**  Le point  $(0, 0)$  doit correspondre à un point d'équilibre, ce qui implique que les dérivées premières de l'énergie potentielle s'annulent en ce point :

$$\left. \frac{\partial E_p}{\partial x} \right|_{(0,0)} = 0, \quad \text{et} \quad \left. \frac{\partial E_p}{\partial y} \right|_{(0,0)} = 0 \quad (3.40)$$

On vérifie aisément que la condition sur  $y$  est toujours satisfaite :

$$\left. \frac{\partial E_p}{\partial y} \right|_{(0,0)} = 0 \quad (3.41)$$

Pour la dérivée selon  $x$ , il faut que la somme des forces axiales soit nulle, soit :

$$\left. \frac{\partial E_p}{\partial x} \right|_{(0,0)} = 0 \quad \Longleftrightarrow \quad \Sigma F_x = 0 \quad (3.42)$$

Calculons la dérivée partielle de  $E_{p5}$  selon  $x$  :

$$\frac{\partial E_{p5}}{\partial x} = \frac{1}{2}k' \cdot 2(a' + x) \left( 1 - \frac{L'}{\sqrt{y^2 + (a' + x)^2}} \right) \quad (3.43)$$

En évaluant au point  $(0,0)$ , on obtient :

$$\left. \frac{\partial E_{p5}}{\partial x} \right|_{(0,0)} = k'(a' - L') \quad (3.44)$$

La condition d'équilibre axial impose donc :

$$\Sigma F_x = 0 \implies \frac{1}{2}\rho C_D D H U_\infty^2 = k'(a' - L') \quad (3.45)$$

**Calcul des dérivées premières de l'énergie potentielle** La dérivée partielle de  $E_p$  par rapport à  $x$  s'exprime comme :

$$\frac{\partial E_p}{\partial x} = k \left[ - (a - x) \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a - y)^2 + (a - x)^2}} \right) - (a - x) \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a + y)^2 + (a - x)^2}} \right) \right. \quad (3.46)$$

$$\left. + (a + x) \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a + y)^2 + (a + x)^2}} \right) + (a + x) \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a - y)^2 + (a + x)^2}} \right) \right] \quad (3.47)$$

$$+ k' \left[ (a' + x) \left( 1 - \frac{L'}{\sqrt{y^2 + (a' + x)^2}} \right) - (a' - L') \right] \quad (3.48)$$

**Calcul de la raideur équivalente axiale** La raideur équivalente selon l'axe  $x$  en  $(0,0)$  est obtenue en calculant la dérivée seconde partielle de  $E_p$  selon  $x$  :

$$k_{eqx} = \left. \frac{\partial^2 E_p}{\partial y^2} \right|_{(0,0)} \quad (3.49)$$

Le calcul détaillé de cette dérivée conduit à l'expression suivante :

$$k_{eq_x} = k \left[ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a-y)^2 + (a-x)^2}} \right) + \frac{L(a-x)^2}{((a-y)^2 + (a-x)^2)^{3/2}} \right] \quad (3.50)$$

$$+ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a+y)^2 + (a-x)^2}} \right) + \frac{L(a-x)^2}{((a+y)^2 + (a-x)^2)^{3/2}} \quad (3.51)$$

$$+ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a+y)^2 + (a+x)^2}} \right) + \frac{L(a+x)^2}{((a+y)^2 + (a+x)^2)^{3/2}} \quad (3.52)$$

$$+ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a-y)^2 + (a+x)^2}} \right) + \frac{L(a+x)^2}{((a-y)^2 + (a+x)^2)^{3/2}} \quad (3.53)$$

$$+ k' \left[ \left( 1 - \frac{L'}{\sqrt{y^2 + (a'+x)^2}} \right) + \frac{L'(a'+x)^2}{(y^2 + (a'+x)^2)^{3/2}} \right] \quad (3.54)$$

En évaluant en  $(x, y) = (0, 0)$ , cette expression se simplifie en :

$$k_{eq_x} = 4k \left( 1 - \frac{L}{2\sqrt{2}a} \right) + k' \quad (3.55)$$

**Calcul des dérivées selon  $y$**  De manière similaire, la dérivée première selon  $y$  s'écrit :

$$\frac{\partial E_p}{\partial y} = k \left[ - (a-y) \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a-y)^2 + (a-x)^2}} \right) + (a+y) \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a+y)^2 + (a-x)^2}} \right) \right] \quad (3.56)$$

$$+ (a+y) \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a+y)^2 + (a+x)^2}} \right) - (a-y) \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a-y)^2 + (a+x)^2}} \right) \quad (3.57)$$

$$+ k' \left[ y \left( 1 - \frac{L'}{\sqrt{y^2 + (a'+x)^2}} \right) \right] \quad (3.58)$$

La raideur équivalente selon  $x$  est donnée par :

$$k_{eq_x} = \left. \frac{\partial^2 E_p}{\partial x^2} \right|_{(0,0)} \quad (3.59)$$

Après dérivation et évaluation en  $(0, 0)$ , on obtient :

$$k_{eqy} = 4k \left( 1 - \frac{L}{2\sqrt{2}a} \right) + k' \left( 1 - \frac{L'}{a'} \right) \quad (3.60)$$

**Raideur équivalente totale** La raideur équivalente globale du système s'obtient en combinant les contributions selon  $x$  et  $y$  :

$$k_{eq} = \sqrt{k_{eqx}^2 + k_{eqy}^2} = \sqrt{\left( 4k \left( 1 - \frac{L}{2\sqrt{2}a} \right) + k' \right)^2 + \left( 4k \left( 1 - \frac{L}{2\sqrt{2}a} \right) + k' \left( 1 - \frac{L'}{a'} \right) \right)^2} \quad (3.61)$$

### Énergie potentielle du système avec un ressort pour la traînée et deux ressorts verticaux (à $0^\circ$ )

Dans cette configuration alternative, le système comprend deux ressorts transverses ainsi qu'un ressort associé à la traînée. Les longueurs déformées sont définies par :

$$L_1 = \sqrt{x^2 + (a - y)^2}, \quad (3.62)$$

$$L_2 = \sqrt{x^2 + (a + y)^2}, \quad (3.63)$$

$$L_3 = \sqrt{(a' + x)^2 + y^2} \quad (3.64)$$

avec  $a$  et  $a'$  constants géométriques.

Les énergies potentielles correspondantes sont donc :

$$E_{p1}(x, y) = \frac{1}{2}k(L_1 - L)^2, \quad (3.65)$$

$$E_{p2}(x, y) = \frac{1}{2}k(L_2 - L)^2, \quad (3.66)$$

$$E_{p3}(x, y) = \frac{1}{2}k'(L_3 - L')^2 \quad (3.67)$$

Une schématisation du système est visible en Fig. 3.12. L'origine du repère est pris au centre du cylindre avant le début du mouvement.

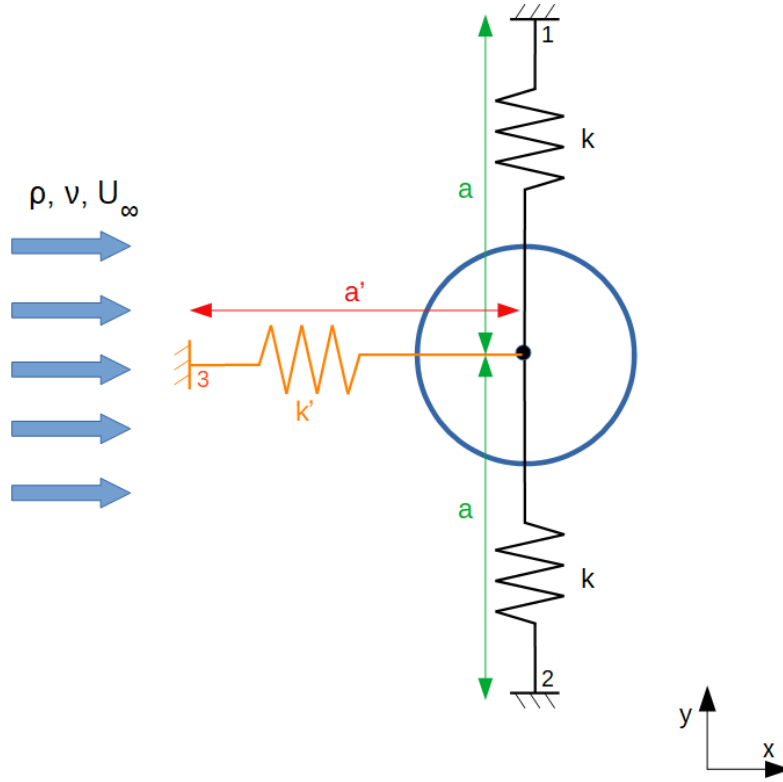


FIGURE 3.12 Schématisation du système de remise en position utilisant deux ressorts transverses et un ressort pour la traînée

et la contribution de la traînée reste :

$$E_{pD}(x, y) = -\frac{1}{2}\rho C_D D H U_\infty^2 x \quad (3.68)$$

L'énergie potentielle totale s'écrit donc :

$$E_p = \frac{1}{2}k \left[ \left( \sqrt{x^2 + (a+y)^2} - L \right)^2 + \left( \sqrt{x^2 + (a-y)^2} - L \right)^2 \right] \quad (3.69)$$

$$+ \frac{1}{2}k' \left( \sqrt{(a'+x)^2 + y^2} - L' \right)^2 - \frac{1}{2}\rho C_D D H U_\infty^2 x \quad (3.70)$$

**Dérivées premières** La dérivée par rapport à  $y$  est donnée par :

$$\frac{\partial E_p}{\partial y} = k \left[ (a+y) \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a+y)^2}} \right) - (a-y) \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a-y)^2}} \right) \right] \quad (3.71)$$

$$+ k' \left[ y \left( 1 - \frac{L'}{\sqrt{(a'+x)^2 + y^2}} \right) \right] \quad (3.72)$$

La dérivée par rapport à  $x$  s'écrit :

$$\frac{\partial E_p}{\partial x} = k \left[ x \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a+y)^2}} \right) + x \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a-y)^2}} \right) \right] \quad (3.73)$$

$$+ k' \left[ (a'+x) \left( 1 - \frac{L'}{\sqrt{(a'+x)^2 + y^2}} \right) - (a'-L') \right] \quad (3.74)$$

**Raideurs équivalentes** La raideur équivalente transverse est :

$$k_{eq_y} = \left. \frac{\partial^2 E_p}{\partial y^2} \right|_{(0,0)} \quad (3.75)$$

$$= k \left[ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a+y)^2}} \right) + \frac{L(a+y)^2}{(x^2 + (a+y)^2)^{3/2}} \right] \quad (3.76)$$

$$+ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a-y)^2}} \right) + \frac{L(a-y)^2}{(x^2 + (a-y)^2)^{3/2}} \right] \quad (3.77)$$

$$+ k' \left[ \left( 1 - \frac{L'}{\sqrt{(a'+x)^2 + y^2}} \right) + \frac{L'y^2}{((a'+x)^2 + y^2)^{3/2}} \right] \quad (3.78)$$

En  $(0,0)$ , on a la simplification :

$$k_{eq_y} = 2k + k' \left( 1 - \frac{L'}{a'} \right) \quad (3.79)$$

De même, la raideur équivalente axiale est :

$$k_{eqx} = \left. \frac{\partial^2 E_p}{\partial x^2} \right|_{(0,0)} \quad (3.80)$$

$$= k \left[ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a+y)^2}} \right) + \frac{Lx^2}{(x^2 + (a+y)^2)^{3/2}} \right] \quad (3.81)$$

$$+ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a-y)^2}} \right) + \frac{Lx^2}{(x^2 + (a-y)^2)^{3/2}} \right] \quad (3.82)$$

$$+ k' \left[ \left( 1 - \frac{L'}{\sqrt{(a'+x)^2 + y^2}} \right) + \frac{L'(a'+x)^2}{((a'+x)^2 + y^2)^{3/2}} \right] \quad (3.83)$$

En  $(0,0)$ , cela donne :

$$k_{eqx} = 2k \left( 1 - \frac{L}{a} \right) + k' \quad (3.84)$$

**Raideur équivalente globale** Enfin, la raideur équivalente totale du système s'écrit :

$$k_{eq} = \sqrt{k_{eqx}^2 + k_{eqy}^2} = \sqrt{\left( 2k \left( 1 - \frac{L}{a} \right) + k' \right)^2 + \left( 2k + k' \left( 1 - \frac{L'}{a'} \right) \right)^2} \quad (3.85)$$

### 3.3.2 Choix des ressorts à utiliser

Maintenant que l'on sait calculer la raideur équivalente du système en fonction des caractéristiques, on peut trouver les ressorts les plus adaptés à notre besoin. Pour rappel, l'expression de la force de traînée s'exerçant sur la surface du cylindre est donnée par :

$$D = \frac{1}{2} \rho V^2 C_d \cdot 2RL \quad (3.86)$$

On utilisera les mêmes paramètres que précédemment lors de la modélisation sur le logiciel ABAQUS, soit  $\rho = 10^{-9}$  tonne/mm<sup>3</sup>,  $V = 1300$  mm/s,  $R = 20$  mm,  $L = 230$  mm et  $C_d = 1,25$ , on obtient :

$$D = \frac{1}{2} \times 10^{-9} \times 1300^2 \times 1,25 \times 2 \times 20 \times 230 = 9,72 \text{ N} \quad (3.87)$$

Ainsi, le ressort axial devra au minimum compenser la force de traînée. Il devra donc avoir coefficient de raideur  $k'$  tel que :

$$k' > \frac{D}{a' - L'} \quad (3.88)$$

Afin de dimensionner le système de remise en position, une première analyse a été menée en consultant le catalogue de ressorts disponible sur le site McMaster-Carr. Il en ressort qu'il est difficile d'identifier un ensemble de ressorts adaptés à la configuration initialement envisagée, impliquant quatre ressorts inclinés à  $45^\circ$ . En conséquence, l'étude a été recentrée sur une configuration simplifiée, reposant uniquement sur deux ressorts transverses ainsi qu'un ressort additionnel dédié à la compensation de la force de traînée.

Par ailleurs, en s'appuyant sur les résultats issus de la revue de littérature, il est établi que la réponse dynamique du système soumis à des vibrations induites par vortex (VIV) engendre un mouvement typiquement en forme de lemniscate (ou « en huit »), comme illustré à la Fig. 3.13.

Pour valider cette hypothèse et estimer les déplacements maximaux du système, une simulation numérique a été réalisée à l'aide d'un script Python, en supposant une amplitude de déplacement transverse  $A_y = 1,5 D$  et une amplitude axiale  $A_x = 0,5 D$ , où  $D$  est le diamètre du cylindre. Cette analyse permet d'estimer les longueurs extrêmes que doivent pouvoir atteindre les ressorts transverses. En particulier, la distance minimale entre le point d'ancrage mural des ressorts et le centre du cylindre en mouvement est évaluée à

$$L_{\min} = 12,86 \text{ cm}, \quad (3.89)$$

tandis que la distance maximale atteint

$$L_{\max} = 22,33 \text{ cm}. \quad (3.90)$$

Les ressorts transverses doivent donc être choisis de manière à rester constamment en extension durant toute la durée du mouvement. Autrement dit, leur longueur libre (non étirée) devra être inférieure à  $L_{\min}$ , tandis que leur allongement maximal admissible devra dépasser  $L_{\max}$ .

Sur la base de ces contraintes géométriques, une recherche approfondie dans le catalogue McMaster-Carr a permis d'identifier les ressorts répondant à ces critères. Les caractéristiques de ces ressorts sont résumées dans le tableau 3.1.

Le choix du ressort axial s'est appuyé sur les paramètres géométriques déjà établis pour les

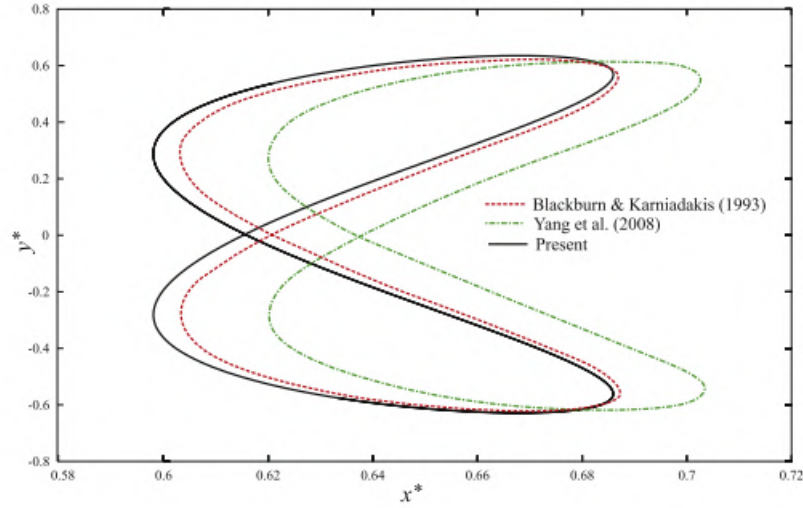


FIGURE 3.13 Mouvement typique en lemniscate dans le plan  $XY$  induit par les VIV extrait de Yu et al. [3]

| Référence             | Longueur libre (cm) | Allongement max (cm) | Raideur (N/m) |
|-----------------------|---------------------|----------------------|---------------|
| 9433k361 (transverse) | 6.35                | 28.78                | 14.54         |
| 9433k909 (axial)      | 10.16               | 40.84                | 43.78         |

TABLEAU 3.1 Sélection du ressort transverse et du ressort de traînée compatibles avec les contraintes de déplacement

ressorts transverses. En particulier, l'objectif était de sélectionner un ressort axial caractérisé par une raideur  $k'$  et une position d'ancrage  $a'$ , de manière à minimiser l'écart entre les raideurs équivalentes dans les directions  $x$  et  $y$ , soit entre  $k_{eqx}$  et  $k_{eqy}$ .

Après évaluation numérique de différentes combinaisons de ressorts disponibles, il a été déterminé que la distance optimale entre le point d'accroche du ressort axial et le centre du cylindre est :

$$a' = 33,02 \text{ cm.} \quad (3.91)$$

Ce choix permet d'équilibrer au mieux la réponse dynamique du système dans les deux directions orthogonales, en s'assurant que les contributions respectives des ressorts transverses et du ressort axial convergent vers une raideur globale isotrope comme le montre la Fig. 3.15.

Par ailleurs, une vérification a été effectuée pour s'assurer que le ressort axial est capable de compenser la force de traînée  $D$ . Cette condition impose que la raideur  $k'$  satisfasse l'inégalité

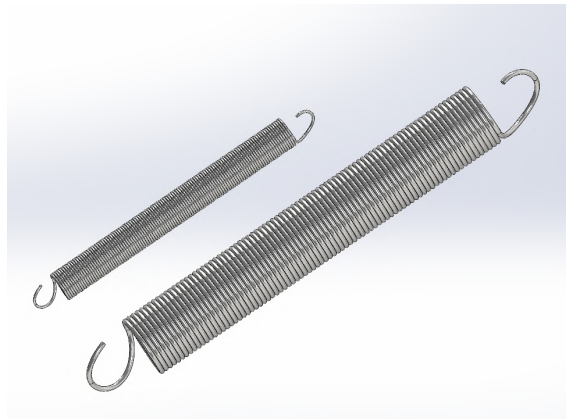


FIGURE 3.14 Ressort transverse et ressort de traînée choisis pour notre projet dans le catalogue du site McMaster-Carr.

suivante :

$$k' = 43.78 \text{ N/m} > \frac{D}{a' - L'} = 42,5 \text{ N/m}, \quad (3.92)$$

où  $L'$  représente la longueur à vide du ressort axial. Cette contrainte garantit que, même à l'état initial, le ressort est suffisamment tendu pour contrebalancer les effets de la traînée, assurant ainsi la stabilité du cylindre autour de sa position d'équilibre.

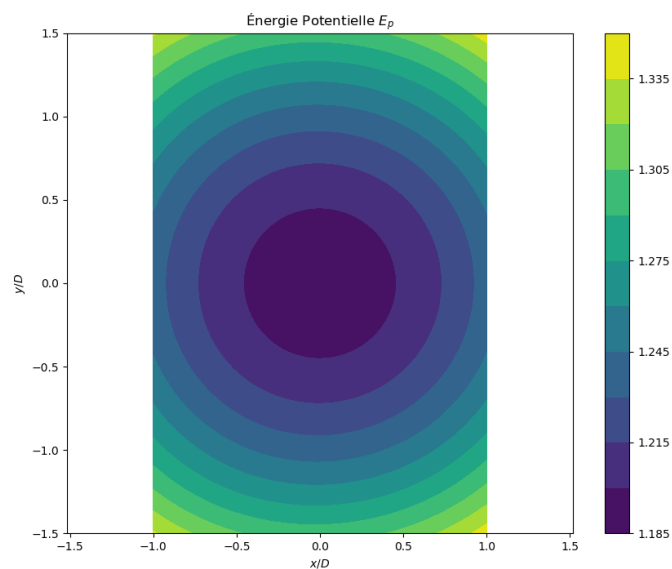


FIGURE 3.15 Champ de l'énergie potentielle dans le plan  $XY$

### 3.4 Modélisation tridimensionnelle du dispositif expérimental sous SolidWorks

Dans le cadre de cette étude expérimentale, il est indispensable de concevoir une modélisation tridimensionnelle précise du système mécanique étudié. Cette démarche permet de valider en amont la faisabilité des concepts envisagés, d'anticiper d'éventuelles interférences mécaniques entre les différentes pièces, et d'optimiser l'assemblage global du dispositif avant sa fabrication réelle.

Le logiciel SOLIDWORKS a été retenu pour cette tâche. Ce choix s'explique par sa large adoption au sein du département de génie mécanique, tant par les étudiants que par les chercheurs, ainsi que par sa capacité à effectuer des assemblages paramétriques complexes et des simulations d'interférences. L'approche suivie consiste à modéliser séparément chacune des pièces constitutives du dispositif, puis à les assembler dans un environnement virtuel 3D. Cette modélisation offre également une base robuste pour les mises en plan destinées à la fabrication.

#### 3.4.1 Modélisation de la veine d'essai de section $25 \times 25 \text{ cm}^2$

La veine d'essai représente le volume confiné dans lequel s'établit l'écoulement fluide autour du cylindre. Afin de rester fidèle à l'environnement expérimental réel, sa modélisation inclut l'ensemble des composants structurels constitutifs de la veine, tels que les parois, les fenêtres en plexiglas et les systèmes de fixation.

Dans la configuration d'origine du canal, les deux fenêtres transparentes en plexiglas sont disposées latéralement, ce qui convient à certaines applications d'observation mais s'avère inadapté à notre objectif expérimental. En effet, notre étude s'intéresse au suivi précis des déplacements du cylindre soumis aux VIV, nécessitant une captation optique précise et verticale de ses mouvements.

Pour cette raison, une adaptation géométrique est proposée dans la modélisation : la veine d'essai est pivotée de  $90^\circ$  de manière à ce que l'une des fenêtres en plexiglas soit orientée vers le haut. Cette orientation facilite l'installation de capteurs optiques au-dessus du canal, tels que des caméras. La modélisation ainsi obtenue permet non seulement de garantir la compatibilité dimensionnelle avec les autres composants conçus, mais également d'anticiper leur intégration fonctionnelle dans le banc d'essai.

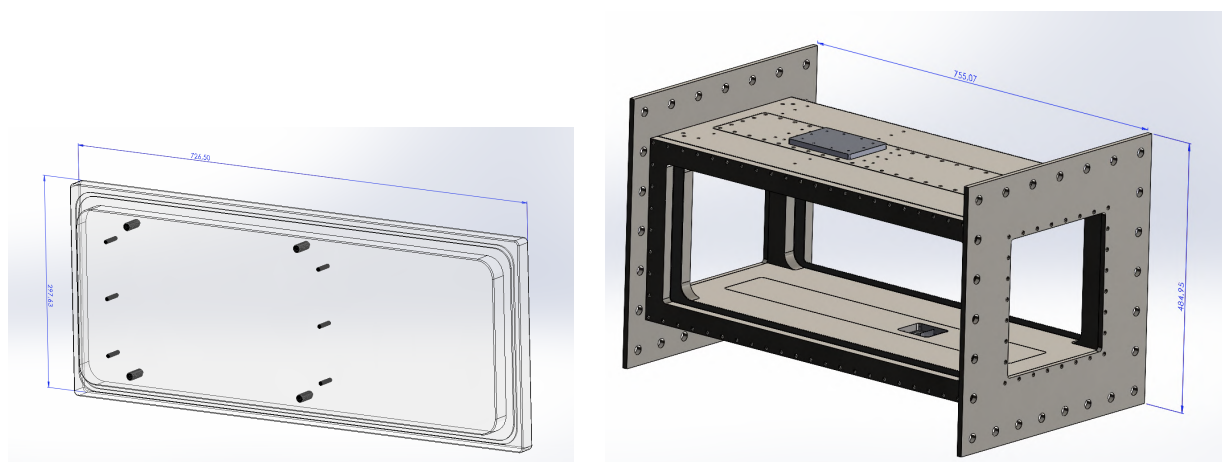


FIGURE 3.16 Modélisation de la veine d'essai de section  $25 \times 25 \text{ cm}^2$  sur SOLIDWORKS

### 3.4.2 Modélisation de la fenêtre de plexiglas inférieure

La fenêtre de plexiglas inférieure modélisée pour notre dispositif expérimental conserve, dans l'ensemble, la géométrie de la pièce existante actuellement utilisée dans la section d'essai. Les modifications apportées sont minimales mais fonctionnellement essentielles.

Dans le contexte de notre configuration expérimentale, cette fenêtre inférieure doit intégrer des dispositifs de fixation supplémentaires. Plus précisément, des pas de vis sont modélisés afin de permettre l'installation de deux éléments : d'une part, les vis de fixation des déflecteurs positionnés dans l'écoulement, et d'autre part, les vis utilisées pour le réglage en hauteur de la plaque support inférieure. Ce dernier ajustement est réalisé via un système d'écrasement contrôlé de rondelles Belleville, permettant d'introduire une précontrainte ajustable dans l'assemblage.

### 3.4.3 Modélisation de la fenêtre de plexiglas supérieure

La fenêtre de plexiglas supérieure constitue un élément structurel stratégique dans la conception du dispositif expérimental. Dans sa version originale, cette pièce possède une épaisseur de deux pouces. Afin d'adapter cette pièce aux besoins spécifiques de notre système, une modification a été apportée à la moitié supérieure de cette épaisseur, en s'inspirant des pratiques observées dans la littérature scientifique.

En effet, plusieurs études expérimentales antérieures suggèrent que les composants mécaniques responsables du guidage du mouvement du cylindre sont, dans la mesure du possible, situés en dehors de la zone d'écoulement, voire même en dehors de la section d'essai, de manière à ne pas perturber le champ d'écoulement autour du cylindre. Bien que cette configura-

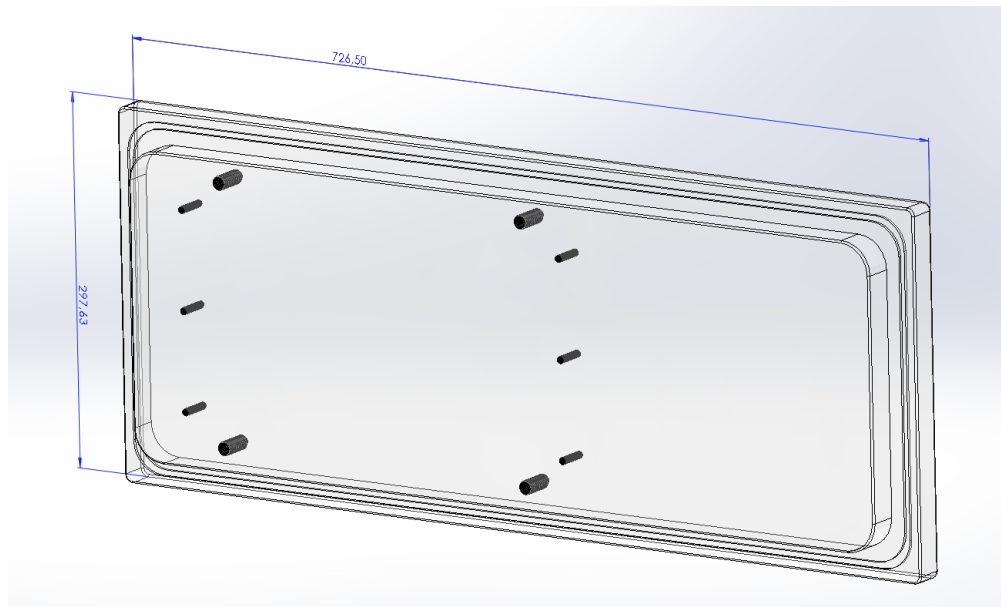


FIGURE 3.17 Modélisation de la fenêtre de plexiglas inférieure sur SOLIDWORKS vue de biais

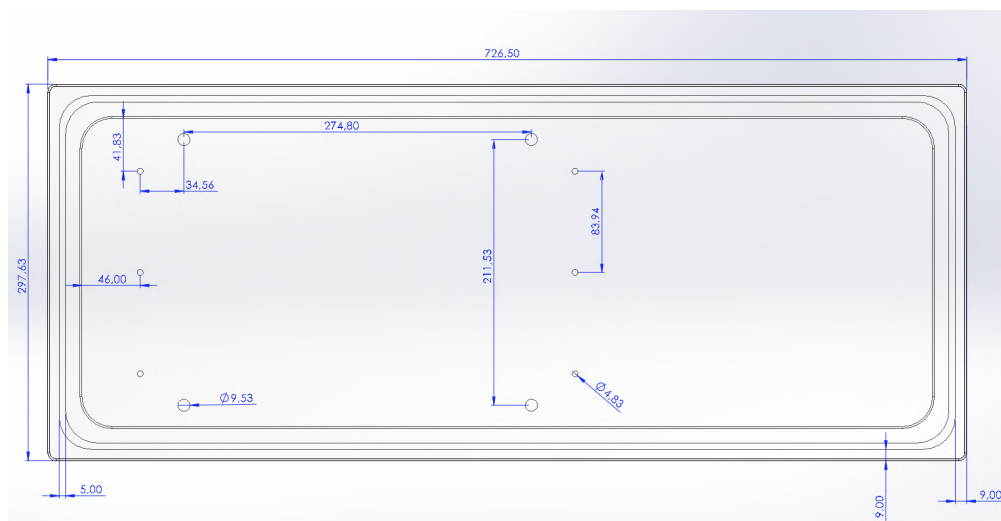


FIGURE 3.18 Modélisation de la fenêtre de plexiglas inférieure sur SOLIDWORKS vue de haut

tion idéale ne soit pas intégralement transposable à notre installation, nous avons néanmoins veillé à ce que les éléments dédiés à la remise en position du cylindre soient placés dans une zone d'eau stagnante, hors de l'écoulement actif. Cette zone a été aménagée dans la partie supérieure de la fenêtre, par un usinage approprié.

Afin d'assurer une liaison mécanique entre les ressorts positionnés dans cette zone d'eau

stagnante et le cylindre oscillant dans le flux, un évidement a également été prévu sur la partie inférieure de la fenêtre. Cet évidement permet au cylindre de se déplacer librement selon une trajectoire en lemniscate sans rencontrer d'obstacle mécanique. Les dimensions de cette ouverture ont été déterminées de manière à garantir un coefficient de sécurité satisfaisant, étant donné l'incertitude sur l'amplitude exacte du mouvement.

Plus précisément, l'ouverture est dimensionnée pour permettre le passage d'un cylindre de diamètre  $D = 48 \text{ mm}$  effectuant un mouvement en huit avec une amplitude maximale transverse  $A_{y_{\max}} = 1.75 D$  et une amplitude maximale axiale  $A_{x_{\max}} = 1.00 D$ . Ces valeurs excèdent volontairement les amplitudes maximales recensées dans la littérature, notamment dans l'étude d'Encke et Gedikli [13] où les amplitudes atteignaient  $A_{y_{\max}} = 1.60 D$  et  $A_{x_{\max}} = 0.55 D$ , ce qui garantit une marge de sécurité supplémentaire dans la conception du dispositif.

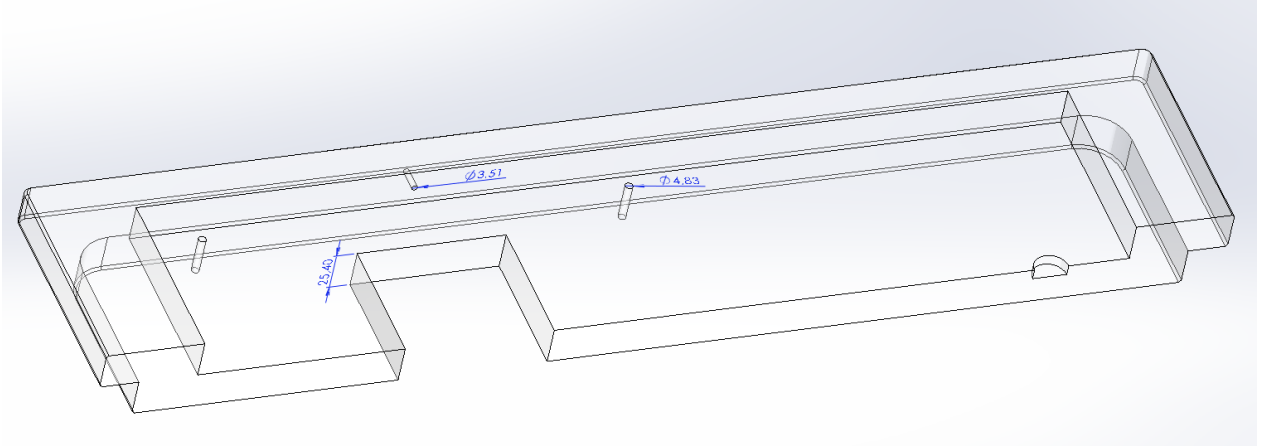


FIGURE 3.19 Modélisation de la fenêtre de plexiglas supérieure sur SOLIDWORKS vue en coupe

### 3.4.4 Modélisation de la plaque support inférieure

La plaque support inférieure constitue un élément clé de la liaison mécanique de type appui plan sur plan assurant le guidage du cylindre dans le plan  $XY$ . Afin de garantir un alignement précis du cylindre malgré d'éventuelles imperfections de planéité dues à l'usinage, cette plaque a été conçue de manière ajustable.

Elle est composée d'une plaque en acier inoxydable recouverte d'un revêtement en polytétrafluoroéthylène (PTFE, communément appelé Téflon), matériau choisi pour ses excellentes propriétés de glissement et sa faible résistance au frottement. Ce revêtement a pour fonction de réduire les efforts de friction entre la surface inférieure de la *splitter plate* et la plaque

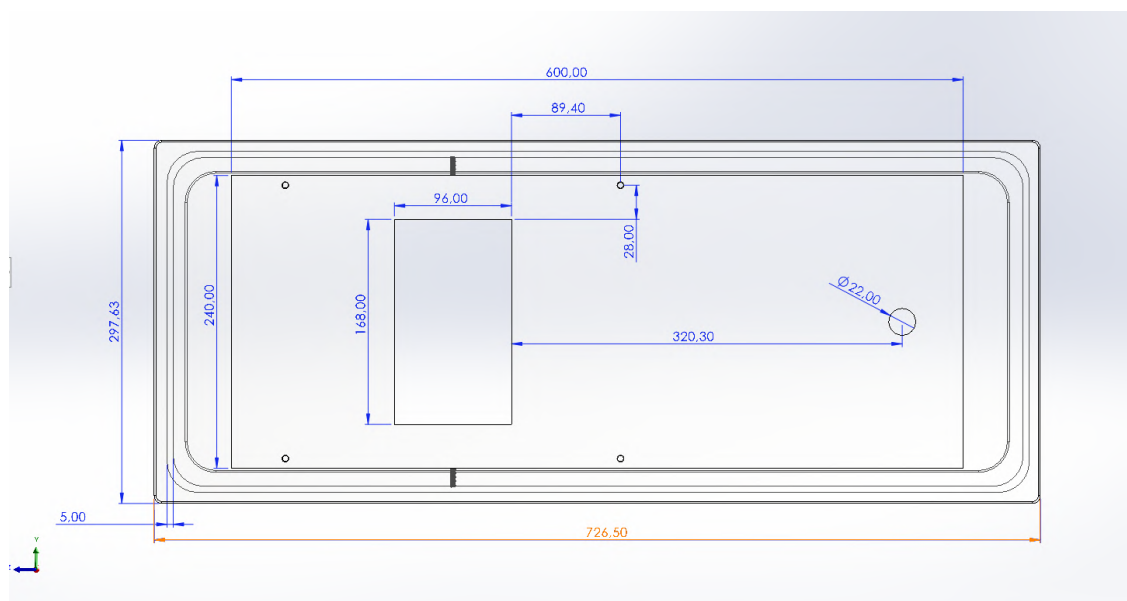


FIGURE 3.20 Modélisation de la fenêtre de plexiglas supérieure sur SOLIDWORKS vue de haut

d'acier, permettant ainsi un mouvement fluide et contrôlé du cylindre.

L'ajustement de l'assiette de cette plaque est réalisé par le biais d'un système de compression contrôlée de piles de rondelles Belleville, disposées par série de dix. Cette configuration permet de moduler la position de la plaque en assurant une grande finesse de réglage tout en maintenant une rigidité suffisante de l'ensemble. La plaque est fixée mécaniquement à la fenêtre de plexiglas inférieure à l'aide de vis spécifiquement disposées à cet effet.

Afin de garantir la stabilité hydrodynamique du système, des déflecteurs sont intégrés aux extrémités de la plaque. Leur rôle est double : d'une part, ils empêchent la formation d'un écoulement sous la plaque en acier, phénomène susceptible d'induire des vibrations parasites de la plaque non souhaitées dans le cadre de notre étude ; d'autre part, ils permettent de rediriger le flux incident au-dessus de la plaque et de briser les structures tourbillonnaires en amont du cylindre. Ce dispositif contribue ainsi à stabiliser l'écoulement autour du cylindre et à limiter l'apparition de perturbations tridimensionnelles susceptibles d'altérer la qualité des mesures.

### 3.4.5 Modélisation de la plaque support supérieure

La plaque support supérieure complète la liaison mécanique de type appui plan sur plan assurant le guidage du cylindre dans le plan  $XY$ . Elle est fabriquée en téflon (PTFE) afin de réduire les forces de friction avec la *splitter plate* lors du mouvement du cylindre, tout en

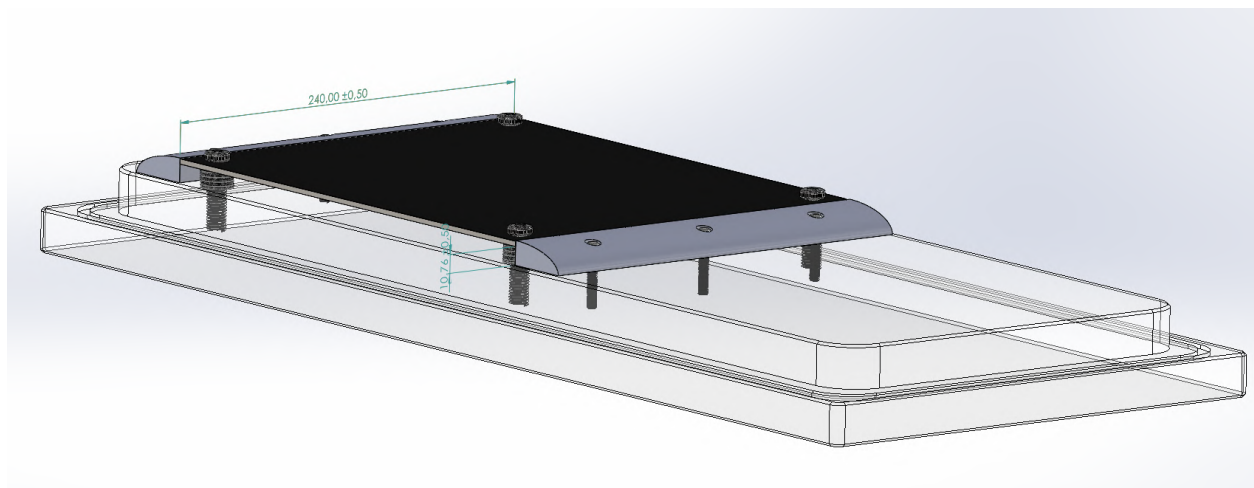


FIGURE 3.21 Modélisation de l'assemblage permettant le réglage de la plaque support inférieure sur SOLIDWORKS

limitant l'usure.

Un évidement central, de dimensions identiques à celui de la fenêtre de plexiglas supérieure, est usiné pour permettre le déplacement du cylindre selon une trajectoire en lemniscate. L'ensemble est fixé à la fenêtre supérieure à l'aide de quatre vis, assurant à la fois stabilité et démontabilité du système.

### 3.4.6 Modélisation du cylindre et des *splitter plates*

Le cylindre, élément central de l'étude, est modélisé conformément aux dimensions retenues lors des simulations numériques effectuées sur le logiciel ABAQUS. La conception associée vise à garantir la compatibilité géométrique et fonctionnelle avec le reste du dispositif expérimental.

Une attention particulière est portée à la conception des *splitter plates*, qui assurent la liaison mécanique entre le cylindre et les deux plaques support (supérieure et inférieure). Dans le but de minimiser les forces de frottement et d'optimiser la mobilité du système, il a été décidé d'ajouter des patins en téflon à la surface des *splitter plates*. Ce choix permet non seulement de réduire le coefficient de frottement, mais également de restreindre la surface de contact entre les composants en glissement, ce qui contribue à la réduction du coefficient d'amortissement global  $\zeta$ , conformément aux objectifs du projet.

Afin de garantir un contact constant entre les patins et la plaque support supérieure tout au long du mouvement du cylindre, ces patins seront positionnés à une distance minimale de 48 mm par rapport au bord de l'évidement usiné dans la fenêtre de plexiglas. Cette contrainte

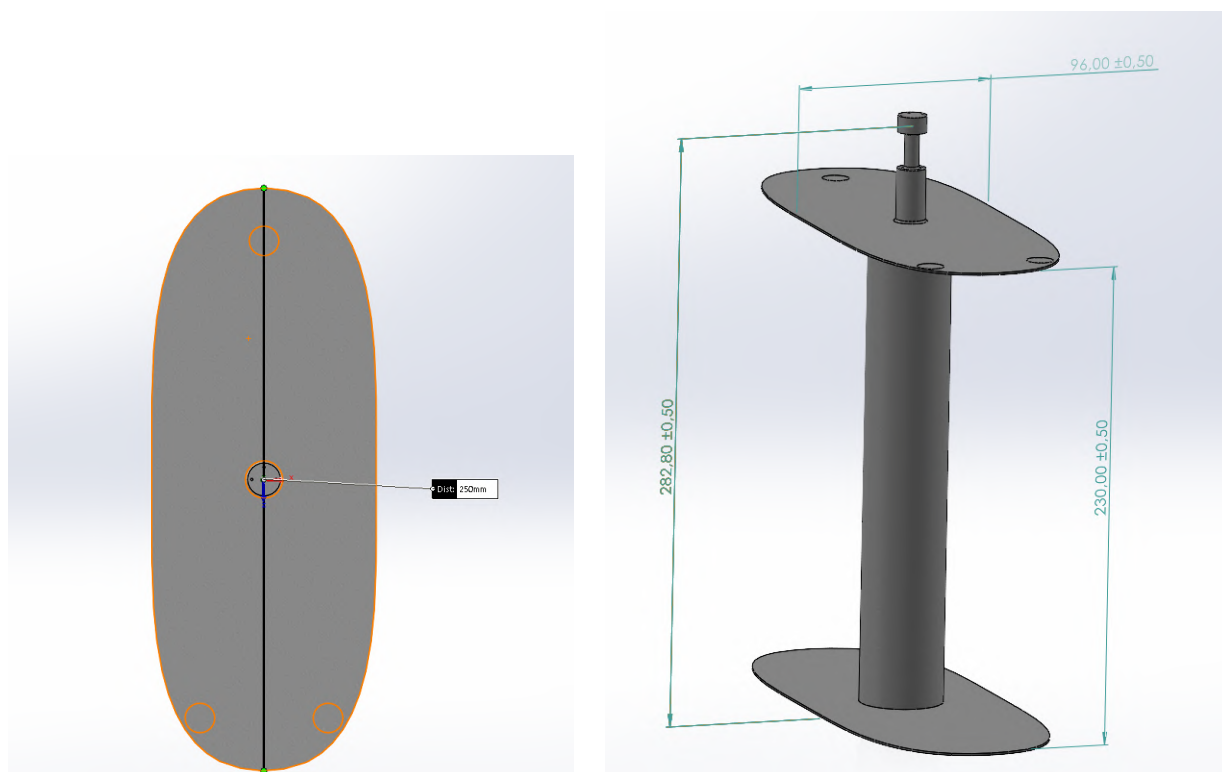


FIGURE 3.22 Modélisation du système en mouvement sur SOLIDWORKS

géométrique impose donc un espacement de 96 mm entre les patins et le centre de l'évidement supérieur, assurant ainsi leur fonctionnement optimal dans la plage de déplacement prévue pour le cylindre.

Parallèlement à la modélisation du cylindre et des *splitter plates*, il est nécessaire de concevoir une pièce assurant la liaison mécanique entre le cylindre et les ressorts positionnés dans l'évidement supérieur de la fenêtre de plexiglas.

Pour ce faire, une solution retenue consiste à intégrer un petit cylindre surélevé, solidairement fixé à la *splitter plate*. Ce composant joue le rôle d'interface entre le cylindre principal et les éléments de rappel. Les ressorts seront ainsi reliés à ce cylindre en surélévation par l'intermédiaire de clous ou tiges d'accrochage directement insérés dans sa structure. Ce dispositif permet une transmission efficace de la force de rappel tout en minimisant l'encombrement et la complexité de l'ensemble mécanique.

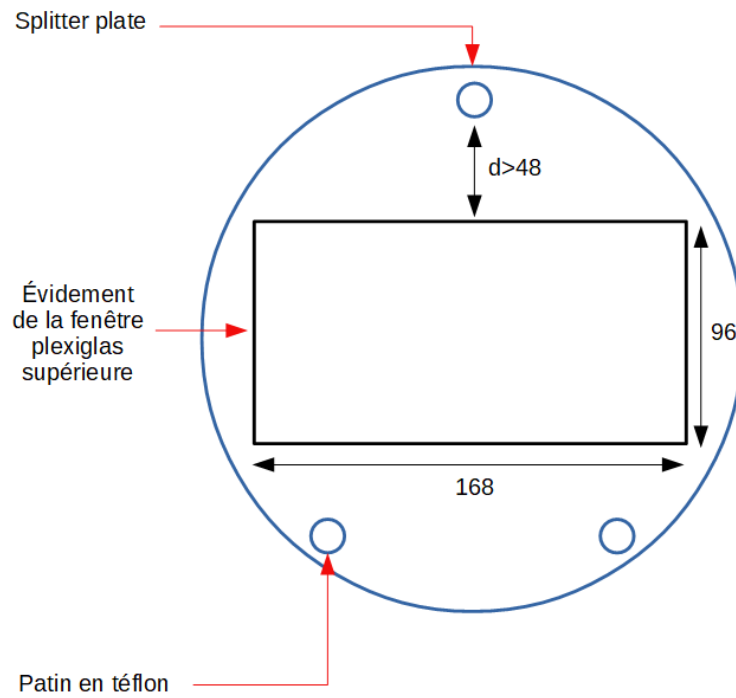


FIGURE 3.23 Schématisation du placement des patins sur la *splitter plate*

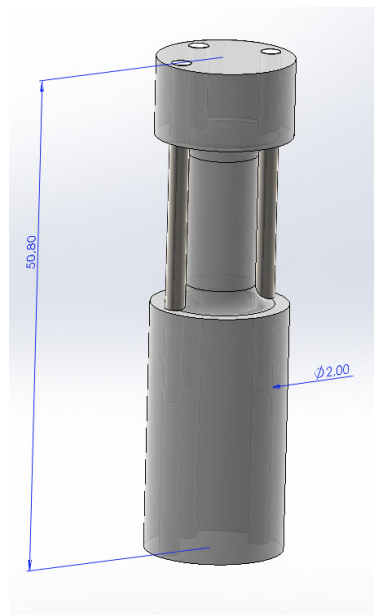


FIGURE 3.24 Modélisation du petit cylindre surélevé fixé à la *splitter plate* et qui permet la liaison avec les ressorts sur SOLIDWORKS

### 3.4.7 Modélisation d'un système de réglage de la force de rappel du ressort de traînée grâce à un système d'enroulement de câble

La revue de littérature a mis en lumière l'intérêt d'incorporer un système capable de moduler la raideur effective du ressort de traînée afin d'ajuster dynamiquement la réponse du cylindre aux variations des conditions d'écoulement. Dans cette optique, un dispositif a été conçu pour permettre un réglage fin de la force de rappel exercée par le ressort, en modifiant sa distance d'accroche, notée  $a'$ , par rapport au point d'attache sur le cylindre.

Cette approche repose sur le principe selon lequel la force de rappel fournie par un ressort est proportionnelle à son allongement. En faisant varier la distance  $a'$  entre le cylindre et le point fixe d'ancrage du ressort, il est possible d'ajuster l'amplitude de cette force sans changer de ressort ni intervenir mécaniquement sur le système pendant l'expérimentation. Ainsi, lors d'une augmentation de la vitesse d'écoulement, le ressort peut être repositionné afin de garantir un retour efficace du cylindre à sa position d'équilibre.

Ce système de réglage présente plusieurs avantages : il élimine le besoin d'utiliser des ressorts de raideurs différentes, évite le démontage du banc d'essai en cours d'expérience, et permet un gain de temps significatif lors des campagnes de mesures. De plus, il offre une meilleure maîtrise de la dynamique du système en assurant un contrôle continu de la raideur effective, directement liée à la géométrie d'installation du ressort.

### Intégration d'un bloc moteur à cloche magnétique pour l'entraînement du ressort

Pour assurer la mise en œuvre du système de réglage de la force de rappel du ressort de traînée, un bloc moteur disponible au laboratoire a été retenu. Ce composant présente une configuration particulièrement adaptée à notre dispositif expérimental, notamment en raison de la présence d'une cloche magnétique. Ce type de couplage permet de transmettre un mouvement de rotation à un arbre sans contact mécanique direct entre les parties internes et externes, ce qui garantit une parfaite étanchéité du système.

Cette caractéristique est essentielle dans le cadre de nos expériences réalisées en environnement submergé, où l'infiltration d'eau pourrait compromettre le bon fonctionnement des éléments électromécaniques. Le moteur entraîne un arbre de sortie, spécialement percé pour permettre l'ancrage d'un câble lié au ressort de traînée. Ce montage permet non seulement d'assurer le réglage de la position d'attache du ressort, mais également de piloter dynamiquement la force de rappel exercée sur le cylindre, sans compromettre l'intégrité du dispositif.

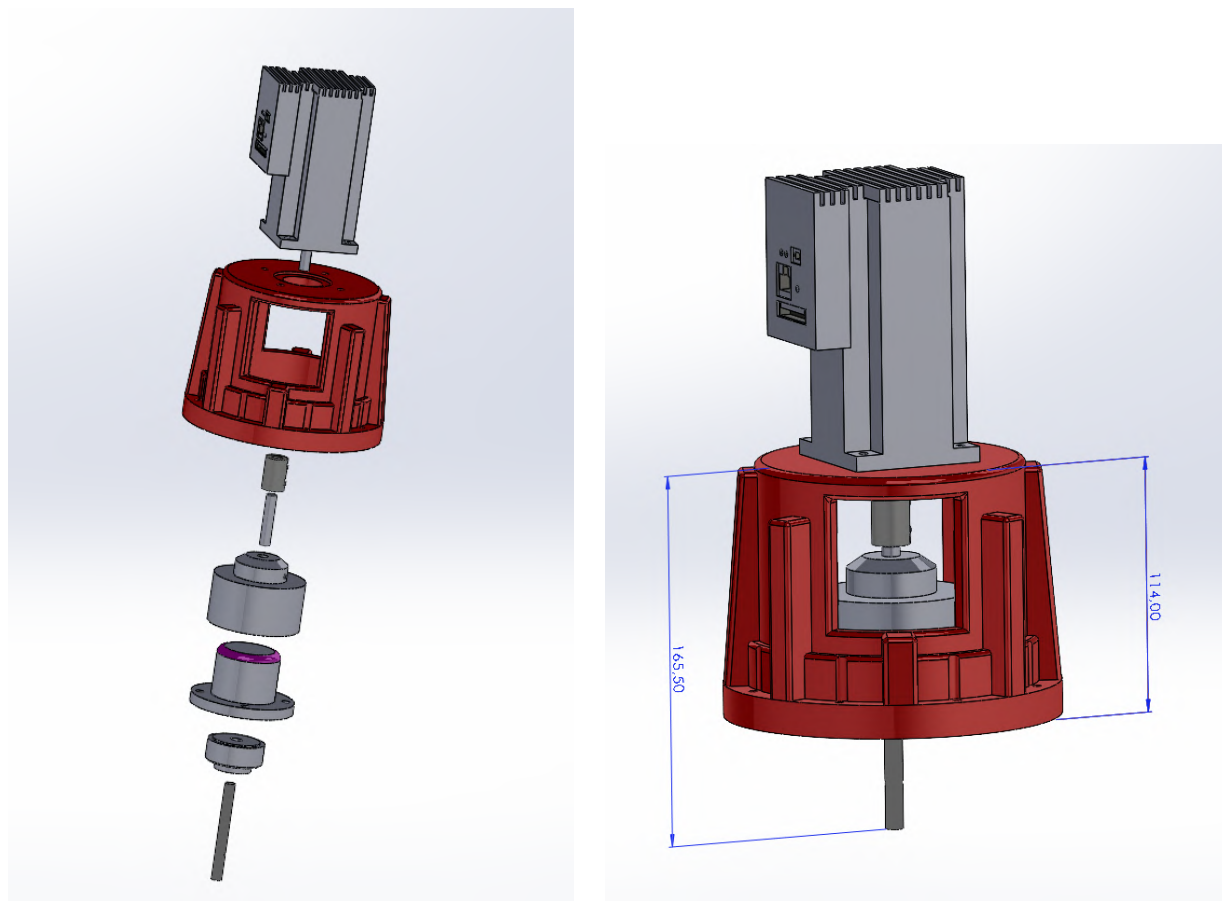


FIGURE 3.25 Modélisation du bloc moteur sur SOLIDWORKS

### Modélisation du couvercle en plexiglas

Le couvercle en plexiglas constitue un élément essentiel pour garantir l'étanchéité du dispositif expérimental. Dans la configuration initiale, les fenêtres de plexiglas étaient fixées à l'armature métallique au moyen d'un cadre en acier inoxydable, vissé directement sur la structure porteuse. Cependant, afin d'intégrer le système de remise en position dans une zone d'eau stagnante, la fenêtre de plexiglas supérieure a dû être évidée, ce qui compromet l'étanchéité du montage.

Pour pallier cette problématique, un couvercle en plexiglas est conçu afin de restaurer l'étanchéité du système et remplacer le cadre en acier inoxydable. Ce couvercle sera solidarisé à l'armature métallique à l'aide de vis, et des joints toriques (*O-rings*) seront utilisés pour assurer une étanchéité fiable au niveau des interfaces de contact. En plus de son rôle de confinement hydraulique, ce couvercle présente plusieurs fonctions complémentaires : il sert de support pour le bloc moteur décrit précédemment, et offre une transparence suffisante pour permettre l'observation du mouvement du cylindre depuis la partie supérieure de la section

d'essai.

Cette conception multifonctionnelle permet ainsi de concilier les exigences d'étanchéité, de fonctionnalité mécanique, et de visibilité expérimentale.

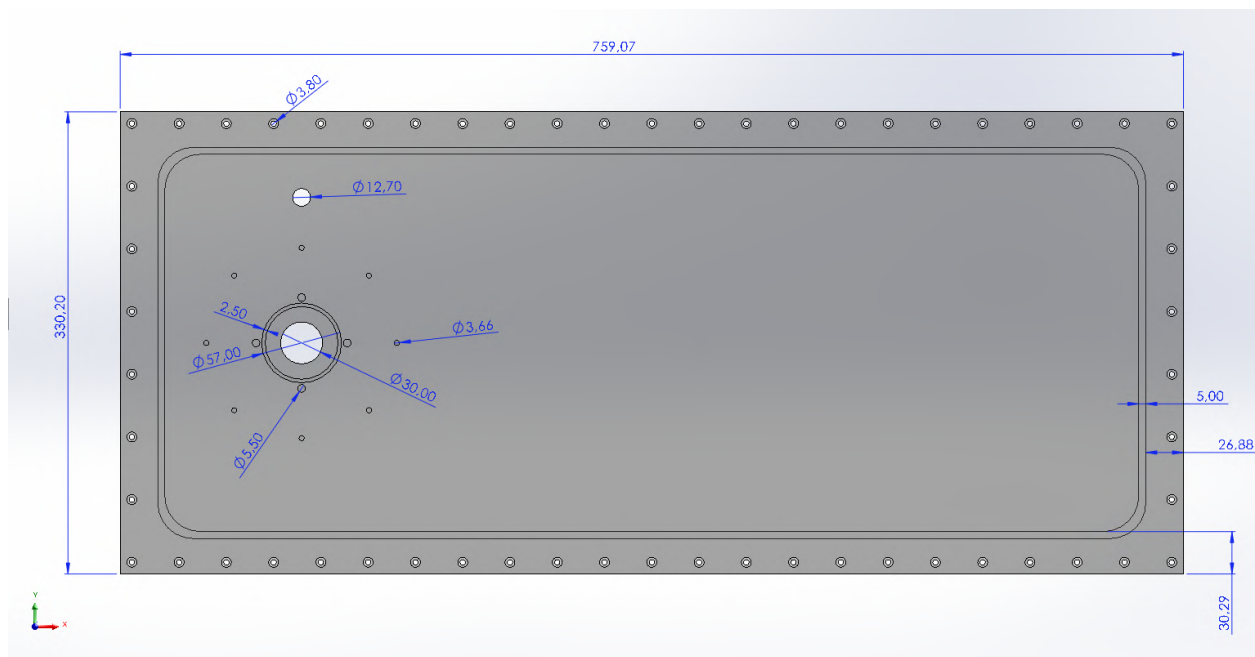


FIGURE 3.26 Modélisation du couvercle en plexiglas sur SOLIDWORKS

### 3.4.8 Assemblage tridimensionnel complet du dispositif expérimental

Une fois toutes les pièces modélisées individuellement, un assemblage complet est réalisé sur SOLIDWORKS. Cette étape permet de vérifier les tolérances d'assemblage, les jeux fonctionnels, ainsi que les éventuels conflits de volume. L'assemblage 3D constitue également un outil de visualisation essentiel pour la communication du projet, ainsi qu'une base pour l'extraction de dessins techniques pour l'usinage.

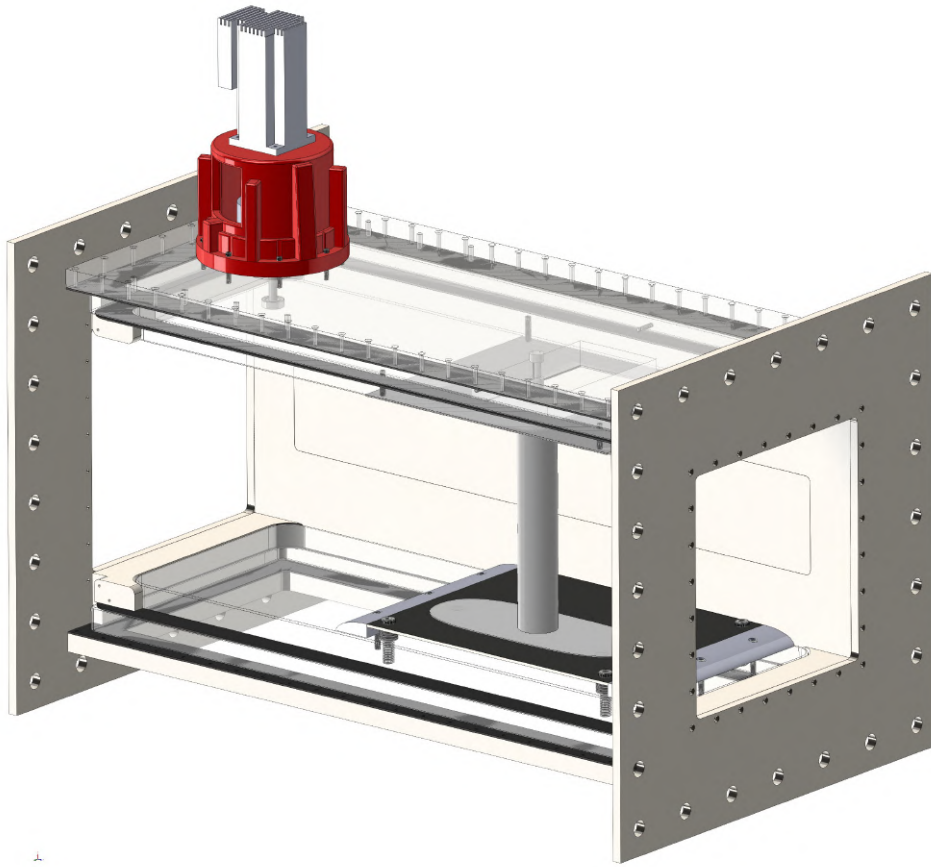


FIGURE 3.27 Modélisation de l'assemblage complet du dispositif expérimental sur SOLIDWORKS

### 3.5 Estimation du ratio de masse du système expérimental

L'objectif de cette section est d'évaluer le ratio de masse du système expérimental, paramètre central dans l'étude des vibrations induites par vortex. Pour rappel, ce ratio de masse adimensionnel, noté  $m^*$ , représente le rapport entre la masse structurelle du système en mouvement et la masse de fluide déplacée. Il constitue un critère déterminant dans l'analyse des régimes de résonance associés aux phénomènes de VIV.

Conformément aux conclusions issues de la revue de littérature, un ratio de masse inférieur au seuil critique  $m_{\text{critique}}^* = 0,54$  est requis afin de favoriser le développement de mouvements de grande amplitude. Le système est donc conçu dans le but de respecter cette contrainte.

Contrairement à certaines études antérieures, dans lesquelles seule la partie immergée du cylindre était prise en compte dans l'évaluation de la masse ajoutée, la présente approche

adopte une modélisation plus exhaustive. Ainsi, l'ensemble des pièces submergées participant au mouvement (y compris les éléments de liaison et les composants mécaniques attachés au cylindre) sera intégré au calcul de la masse ajoutée. Cette démarche vise à obtenir une estimation plus réaliste du comportement dynamique du système dans l'écoulement.

### 3.5.1 Évaluation de la masse équivalente d'un ressort

Dans le cadre de l'estimation précise de l'inertie du système en mouvement, il est nécessaire de déterminer la contribution effective d'un ressort à la masse totale du dispositif. En effet, lorsqu'un ressort est soumis à un étirement, l'ensemble de sa masse ne participe pas uniformément au mouvement. Seule une fraction de celui-ci est effectivement mobilisée, et il convient de la quantifier afin de raffiner le calcul du ratio de masse global.

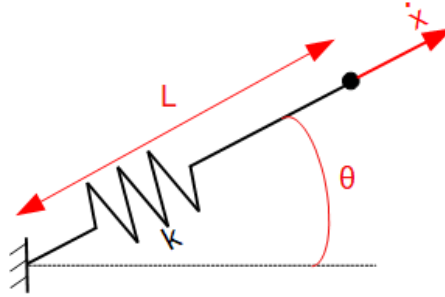


FIGURE 3.28 Schématisation permettant de calculer l'inertie d'un ressort

La première étape consiste à évaluer le moment d'inertie du ressort par rapport à l'une de ses extrémités. En supposant une répartition linéaire de la masse le long de la longueur  $L$  du ressort, on obtient :

$$I_{\text{extrémité}} = \int_0^L x^2 dm = \int_0^L x^2 \frac{m}{L} dx = \frac{m}{L} \left[ \frac{x^3}{3} \right]_0^L = \frac{1}{3} mL^2, \quad (3.93)$$

où  $m$  désigne la masse totale du ressort.

À partir de cette expression, il est possible de déterminer l'énergie cinétique associée au ressort en translation, tout en tenant compte de la distribution de vitesse le long de sa longueur :

$$E_c = \frac{1}{2} \int_0^L \rho \left( \frac{z}{L} \dot{x} \right)^2 dz + \frac{1}{2} I_{\text{extrémité}} \omega^2 \quad (3.94)$$

$$= \frac{1}{2} \rho \frac{\dot{x}^2}{L^2} \int_0^L z^2 dz + \frac{1}{2} \left( \frac{1}{3} m L^2 \right) \omega^2 \quad (3.95)$$

$$= \frac{1}{2} \rho \frac{\dot{x}^2}{L^2} \left[ \frac{z^3}{3} \right]_0^L + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} m \dot{y}^2 \quad (3.96)$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} m \dot{y}^2 \quad (3.97)$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2). \quad (3.98)$$

Il en résulte que la masse équivalente  $m_{\text{eq}}$  d'un ressort participant à un mouvement de translation s'évalue comme suit :

$$m_{\text{eq}} = \frac{1}{3} m \quad (3.99)$$

Ainsi, dans les calculs du ratio de masse total du système, un tiers de la masse totale de chaque ressort sera considéré comme participant effectivement à l'inertie du système.

### 3.5.2 Calcul du ratio de masse du système pour un cylindre de diamètre 40 mm

L'un des paramètres essentiels à la caractérisation dynamique du système est le ratio de masse  $m^*$ , qui correspond au rapport entre la masse totale en mouvement et la masse de fluide déplacée. Ce paramètre influence fortement l'amplitude du mouvement induit par vortex. Pour garantir la pertinence de notre étude, il est impératif que ce ratio demeure inférieur au seuil critique  $m_{\text{critique}}^* = 0.54$ , tel qu'identifié dans la revue de littérature.

Afin de procéder à l'estimation du ratio de masse, l'outil *Propriétés de masse* du logiciel SOLIDWORKS est utilisé. Cet outil permet d'extraire avec précision les masses et volumes de chaque composant, en tenant compte des géométries complexes difficilement calculables analytiquement.

Avant toute chose, il a été nécessaire d'assigner un matériau à chaque composant afin que SOLIDWORKS puisse générer correctement les propriétés physiques. Les masses volumiques affectées sont listées dans le tableau 3.2.

Une fois les propriétés mécaniques attribuées, la masse et le volume immergé de chaque composant sont extraits et reportés dans le tableau 3.3.

Sur la base des valeurs extraites, le ratio de masse théorique est évalué selon l'équation

TABLEAU 3.2 Masse volumique des matériaux assignés dans SOLIDWORKS

| Matériau                             | Acier inoxydable 316 | Acier inoxydable 304 | ABS  | PTFE |
|--------------------------------------|----------------------|----------------------|------|------|
| Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> ) | 8000                 | 7900                 | 1040 | 2200 |

TABLEAU 3.3 Propriétés physiques des composants immergés du système

| Composant                          | Matériau             | Masse (g) | Volume d'eau déplacé (mm <sup>3</sup> ) |
|------------------------------------|----------------------|-----------|-----------------------------------------|
| Système cylindre + splitter plates | ABS                  | 86.65     | 358077.88                               |
| Patin glissant                     | PTFE                 | 0.44      | 201.10                                  |
| Tige support pour ressorts         | Acier inoxydable 304 | 0.29      | 35.97                                   |
| Ressorts à 0°                      | Acier inoxydable 316 | 4.54      | 327.74                                  |
| Ressort de traînée                 | Acier inoxydable 316 | 17.69     | 2212.25                                 |

suivante :

$$m^* = \frac{m_{\text{système}} + 6m_{\text{patin}} + 3m_{\text{tige}} + \frac{2}{3}m_{\text{ressorts à } 0^\circ} + \frac{1}{3}m_{\text{ressort de traînée}}}{\rho_{\text{eau}} \left( V_{\text{système}} + 6V_{\text{patin}} + 3V_{\text{tige}} + \frac{2}{3}V_{\text{ressorts à } 0^\circ} + \frac{1}{3}V_{\text{ressort de traînée}} \right)} \quad (3.100)$$

$$(3.101)$$

$$= \frac{86.65 + 6 \cdot 0.44 + 3 \cdot 0.29 + \frac{2}{3} \cdot 4.54 + \frac{1}{3} \cdot 17.69}{10^{-3} \cdot \left( 358077.88 + 6 \cdot 201.10 + 3 \cdot 35.97 + \frac{2}{3} \cdot 327.74 + \frac{1}{3} \cdot 2212.25 \right)} \quad (3.102)$$

$$(3.103)$$

$$m^* = 0.27 \quad (3.104)$$

Ce résultat indique que le ratio de masse du système est inférieur au seuil critique établi, ce qui confirme que la conception retenue est conforme aux exigences dynamiques fixées par notre problématique de recherche.

### 3.6 Calcul du ratio d'amortissement du système pour un cylindre de diamètre 40 mm

Après avoir déterminé le ratio de masse de notre système expérimental, nous pouvons désormais estimer le ratio d'amortissement structurel  $\zeta$  associé.

### 3.6.1 Hypothèses et paramètres utilisés

Nous faisons l'hypothèse d'un cylindre à surface lisse, en oscillation harmonique, et considérons les paramètres suivants :

- Nombre de Strouhal fixé :  $St = 0,2$
- Vitesse maximale de l'écoulement :  $U_\infty = 1,3 \text{ m/s}$
- Diamètre du cylindre :  $D = 40 \text{ mm}$

L'amplitude de l'oscillation est supposée égale à une fois le diamètre :  $A = 1D = 40 \text{ mm}$ . On suppose également que la fréquence de vibration du cylindre correspond à sa fréquence propre, ce qui donne :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m}}, \quad (3.105)$$

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\omega_0 \quad (3.106)$$

### 3.6.2 Calcul du ratio d'amortissement structurel

Nous modélisons le déplacement du cylindre selon une loi sinusoïdale :

$$x(t) = A \sin(\omega_0 t) \quad (3.107)$$

Le travail des forces de frottement sur une période vaut alors :

$$W_{\text{frottement}} = 2 \int_0^{T_0/2} \mu N d(A \sin(\omega_0 t)) = \frac{4\mu N A}{\omega_0} \quad (3.108)$$

Tandis que le travail effectué par l'amortissement visqueux linéaire s'écrit :

$$W_{\text{amortissement}} = 4 \int_0^{T_0/4} c_{\text{système}} A \omega_0 \cos(\omega_0 t) d(A \sin(\omega_0 t)) \quad (3.109)$$

$$= 2c_{\text{système}} A^2 \quad (3.110)$$

En égalant les deux travaux, on obtient :

$$c_{\text{système}} = \frac{2\mu N}{A\omega_0} = \frac{\mu N}{A\pi f_0} \quad (3.111)$$

### 3.6.3 Application numérique (en air)

Nous effectuons d'abord une estimation du coefficient d'amortissement en supposant une expérience en air :

$$\mu = 0,05 \quad (3.112)$$

$$m = 78,96 \text{ g} = 0,07896 \text{ kg} \quad (3.113)$$

$$k_{eq} = 82,64 \text{ N/m} \quad (3.114)$$

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{eq}}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{82,64}{0,07896}} \approx 50,82 \text{ Hz} \quad (3.115)$$

$$A = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m} \quad (3.116)$$

$$N = mg = 0,07896 \cdot 9,81 = 0,77 \text{ N} \quad (3.117)$$

Le coefficient d'amortissement vaut alors :

$$c_{\text{système}} = \frac{0,05 \cdot 0,77}{0,04 \cdot \pi \cdot 50,82} \approx 6,0 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1} \quad (3.118)$$

Et le coefficient d'amortissement structurel est :

$$\zeta_a = \frac{c_{\text{système}}}{2\sqrt{k_{eq}m}} \approx \frac{6,0 \times 10^{-3}}{2\sqrt{82,64 \cdot 0,07896}} \approx 0,012 \quad (3.119)$$

Ce résultat est conforme aux attentes et peut être vérifié expérimentalement par une mesure du mouvement libre du cylindre en air, en analysant son amortissement à l'aide d'un enregistrement vidéo.

### 3.6.4 Ajout des effets du fluide (eau)

Pour une estimation plus réaliste, nous devons maintenant inclure l'effet du fluide :

#### 1. Force normale effective :

En prenant en compte la poussée d'Archimède, la force normale devient :

$$N = \rho_{\text{eau}} g V_{\text{immergé}} - mg = 2,53 \text{ N} \quad (3.120)$$

## 2. Masse équivalente :

La masse équivalente du système, tenant compte de la masse ajoutée par le fluide :

$$m_{eq} = m + m_{ajoutée} \quad (3.121)$$

$$= 78,96 \times 10^{-3} + \frac{\rho \pi L D^2}{4} \quad (3.122)$$

$$= 0,07896 + 2,89 \times 10^{-1} \approx 0,368 \text{ kg} \quad (3.123)$$

## 3. Amortissement du système :

Avec l'introduction des effets hydrodynamiques, les paramètres intervenant dans le calcul du coefficient d'amortissement structurel doivent être réévalués. En particulier, la force normale  $N$  exercée sur la surface de contact inclut désormais la poussée d'Archimède, ce qui modifie la valeur de  $c_{\text{système}}$  :

$$c_{\text{système}} = \frac{\mu N}{A \pi f_0} \quad (3.124)$$

En intégrant les nouvelles valeurs :

- $\mu = 0,05$  : coefficient de frottement entre les surfaces en téflon
- $N = 2,53 \text{ N}$  : force normale effective incluant la poussée d'Archimède
- $A = 0,04 \text{ m}$  : amplitude du mouvement
- $f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}}$  avec  $k_{eq} = 82,64 \text{ N/m}$  et  $m_{eq} = 0,368 \text{ kg}$

On obtient :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{82,64}{0,368}} \approx 2,39 \text{ Hz} \quad (3.125)$$

$$c_{\text{système}} = \frac{0,05 \cdot 2,53}{0,04 \cdot \pi \cdot 2,39} \approx 0,42 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1} \quad (3.126)$$

Ce nouveau coefficient d'amortissement structurel traduit une dissipation d'énergie plus importante que dans le cas en air, en raison de l'augmentation de la force normale exercée par le fluide sur les surfaces de contact.

### 3.6.5 Amortissement total

On peut finalement estimer le ratio d'amortissement total en présence d'eau :

$$\zeta_{\text{total}} = \frac{c_{\text{système}}}{2\sqrt{k_{eq}m_{eq}}} = \frac{4,2 \times 10^{-1}}{2\sqrt{82,64 \cdot 0,368}} \approx 0.038 \quad (3.127)$$

Le faible ratio d'amortissement obtenu dans le cas immergé montre que notre système reste faiblement amorti, ce qui est favorable à l'amplification des réponses du cylindre aux VIV, en accord avec l'objectif expérimental visé.

### 3.7 Plage de vitesse réduite

La connaissance de la fréquence propre du cylindre immergé dans l'eau permet d'estimer la plage de vitesse réduite  $U_r$  accessible avec notre banc d'essai. Cette grandeur adimensionnelle, classiquement utilisée en dynamique des VIV s'exprime comme suit :

$$U_r = \frac{U_{\infty}}{f_0 D} \quad (3.128)$$

où :

- $U_{\infty} = 1,3$  m/s est la vitesse maximale d'écoulement imposée,
- $f_0 = 2,39$  Hz est la fréquence propre du cylindre en eau stagnante,
- $D = 0,04$  m est le diamètre du cylindre.

En injectant ces valeurs dans l'équation, on obtient :

$$U_r = \frac{1,3}{0,04 \cdot 2,39} \approx 13,6 \quad (3.129)$$

Cette valeur maximale de vitesse réduite est tout à fait cohérente avec les données issues de la littérature. En effet, comme l'indiquent plusieurs études, la plage critique de résonance, où l'amplitude de vibration du cylindre atteint son maximum, se situe généralement dans l'intervalle  $5 < U_r < 10$ . Ainsi, notre dispositif expérimental sera bien capable de capter l'évolution complète de la réponse en amplitude, y compris son pic maximal, ce qui est essentiel pour l'analyse fine du phénomène de verrouillage (*lock-in*).

### 3.8 Conclusion

La présente étude a permis de concevoir en détail un dispositif expérimental original destiné à étudier les vibrations induites par vortex dans un fluide, en reproduisant un mouvement bidimensionnel dans le plan  $XY$  sans recourir aux systèmes pendulaires conventionnels. L'ensemble de la conception repose sur une stratégie d'innovation structurelle, combinant des approches inspirées de la littérature et des solutions adaptées aux contraintes spécifiques de l'installation expérimentale de Polytechnique Montréal.

Le choix du matériau ABS pour la fabrication du cylindre s'est imposé naturellement compte tenu de sa légèreté, de sa compatibilité avec l'impression 3D et de ses propriétés mécaniques satisfaisantes pour les sollicitations envisagées. Les simulations numériques réalisées sous ABAQUS ont validé la résistance du cylindre aux efforts de flexion et de pression, tout en assurant une déformation inférieure au seuil critique de 1% du diamètre.

L'intégration du principe de glissement plan sur plan via des *splitter plates* et des patins en téflon constitue une rupture technologique avec les approches pendulaires. Ce système garantit une mobilité libre selon deux axes tout en limitant les frottements et en réduisant le ratio d'amortissement  $\zeta$ , comme démontré par les calculs présentés dans les sections précédentes.

Par ailleurs, la modélisation complète du dispositif sur SOLIDWORKS a permis de valider la faisabilité géométrique et fonctionnelle de l'assemblage. L'intégration de dispositifs tels que la plaque inférieure réglable, le système de remise en position avec ressorts transverses et axiaux, ainsi que l'usage d'un moteur à cloche magnétique pour moduler dynamiquement la force de rappel du ressort de traînée, renforce la robustesse et la modularité du banc d'essai. L'ensemble assure une grande souplesse d'ajustement lors des expériences sans nécessiter de démontage.

Enfin, les calculs menés sur le ratio de masse et le coefficient d'amortissement ont confirmé que la configuration retenue satisfait aux exigences dynamiques établies par la littérature. En particulier, le ratio de masse obtenu  $m^* = 0.27$  reste bien en dessous du seuil critique de 0.54, garantissant la possibilité d'atteindre des amplitudes significatives de VIV, tandis que la plage de vitesses réduites accessibles permet de couvrir l'ensemble des régimes de résonance attendus.

Ainsi, la conception détaillée dans ce chapitre constitue une base expérimentale solide pour les campagnes de mesures à venir. Elle offre également un cadre méthodologique répliquable pour le développement de dispositifs similaires dans le cadre de l'étude du couplage fluide-structure en environnement confiné.

## CHAPITRE 4 ÉTUDES EXPÉRIMENTALES

Ce chapitre est consacré à la validation expérimentale de la conception détaillée précédemment. Après avoir mené une modélisation approfondie du dispositif dans le chapitre précédent, il est désormais essentiel de confronter les résultats théoriques aux performances réelles du système fabriqué. Cette phase permet notamment de vérifier si les objectifs de conception sont atteints en termes de ratio de masse, de ratio d'amortissement, et plus largement de comportement dynamique global.

L'étude débute par la fabrication des composants critiques du système, à savoir le cylindre et les *splitter plates*, réalisés par impression 3D. Cette étape permet de s'assurer que les propriétés géométriques et matérielles du cylindre sont compatibles avec les hypothèses formulées lors des calculs analytiques.

Une série d'expériences préliminaires est ensuite réalisée dans le laboratoire A106, équipé d'une boucle hydrodynamique. Celle-ci fournit un environnement contrôlé pour observer le comportement du cylindre en situation réelle. Dans un premier temps, une description de l'installation expérimentale permet de poser le cadre des essais, en présentant les caractéristiques techniques de la boucle d'eau utilisée.

Le dispositif de capture vidéo employé pour enregistrer le mouvement du cylindre est ensuite présenté. Ce système optique joue un rôle central dans l'analyse dynamique, car il permet d'extraire les caractéristiques du mouvement à partir d'images traitées numériquement.

Deux paramètres fondamentaux font ensuite l'objet d'une étude expérimentale : le coefficient d'amortissement du système et son ratio de masse. La première mesure est réalisée en air, afin d'isoler les pertes d'énergie liées uniquement aux contacts mécaniques du mécanisme. La seconde mesure vise à estimer la masse déplacée par l'ensemble du système immergé, en comparaison avec la masse de fluide déplacé, ce qui permet de déterminer la valeur effective du ratio de masse.

Ces analyses permettent d'évaluer la fidélité du dispositif réel par rapport aux performances attendues. Elles constituent ainsi une étape essentielle avant toute mise en œuvre d'expériences en écoulement fluide, et offrent un premier retour sur la qualité de la conception réalisée.

#### 4.1 Impression 3D du cylindre et des *splitter plates*

Conformément au modèle de conception présenté précédemment, l'ensemble des pièces a été réalisé par impression 3D. Dans un souci d'étanchéité, il a été décidé de réduire au minimum le nombre de joints de collage, afin de limiter les risques d'infiltration d'eau au cours des expériences. Pour ce faire, deux sous-ensembles monolithiques ont été imprimés : le premier regroupe le cylindre et la *splitter plate* inférieure, tandis que le second intègre la *splitter plate* supérieure ainsi que le cylindre de liaison destiné à l'accrochage des ressorts. Cette stratégie permet de n'avoir à réaliser qu'un seul collage, simplifiant le montage final tout en maximisant l'intégrité structurelle du système.

Afin de garantir un positionnement précis entre le cylindre et la *splitter plate* supérieure lors du collage, un système de calage mécanique a été intégré dès la modélisation. Le cylindre a ainsi été imprimé avec une clavette extérieure, tandis que la *splitter plate* supérieure présente un évidement circulaire d'un millimètre de profondeur, muni d'une encoche complémentaire pour accueillir la clavette. Ce dispositif assure un alignement angulaire parfait entre les deux pièces, garantissant ainsi une orientation cohérente des *splitter plates*.

La première série d'impressions a été réalisée avec une épaisseur de *splitter plate* de 1 mm, conformément aux résultats satisfaisants obtenus lors des simulations numériques. Cependant, les essais préliminaires ont mis en évidence une flexibilité excessive des plaques, remettant en cause leur rigidité en pratique. En réponse, l'épaisseur a été portée à 1.5 mm, ce qui a permis de renforcer la rigidité des plaques, mais a introduit un nouveau problème technique : le gauchissement (*warping*) au cours de l'impression. Ce phénomène, causé par des gradients thermiques induisant des contraintes internes, se manifeste par un soulèvement partiel des pièces en cours d'impression, malgré l'utilisation de brims pour améliorer l'adhérence au plateau. Il est probable que ce défaut soit aggravé par l'usure des imprimantes 3D disponibles à l'atelier Polyfab, dont les plateaux altérés ne garantissent plus une planéité optimale ni une accroche fiable. Un compromis a été trouvé en corrigeant manuellement le gauchissement par fluage contrôlé, consistant à contraindre la pièce dans le sens opposé à la déformation.

Le matériau retenu pour l'impression est l'ABS, en raison de ses propriétés d'étanchéité et de sa compatibilité avec les conditions d'expérimentation en environnement humide. Toutefois, malgré sa faible porosité, un traitement de surface reste nécessaire pour éviter les infiltrations d'eau potentielles entre les couches de filament. Deux méthodes sont classiquement employées pour ce type de traitement : le lissage par vapeur d'acétone ou l'application d'une résine de surface. Dans le cadre de cette étude, le traitement par acétone a été écarté, car bien qu'il offre une bonne imperméabilisation, il tend à modifier localement la géométrie des pièces en faisant

fondre partiellement les couches, ce qui est incompatible avec les tolérances dimensionnelles exigées. Ce risque est d'autant plus critique que l'épaisseur des parois du cylindre n'est que de 0.5 mm. Le choix s'est donc porté sur l'application d'une résine d'imperméabilisation, garantissant une meilleure conservation de la géométrie d'origine tout en assurant l'étanchéité souhaitée.

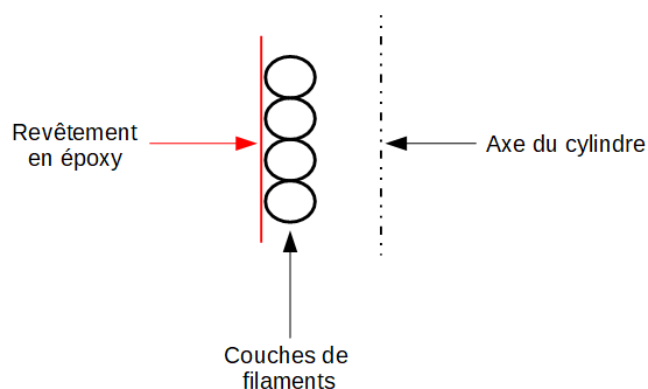


FIGURE 4.1 Schématisation de l'utilisation d'un revêtement époxy



FIGURE 4.2 Système imprimé en ABS comportant le cylindre, les *splitter plates*, le cylindre surélevé permettant la liaison avec les ressorts et les patins en téflon.

## 4.2 Expériences préliminaires au A106

Dans le cadre de cette étude, le dispositif expérimental a été spécifiquement conçu pour s'intégrer aux infrastructures hydrodynamiques existantes à Polytechnique Montréal. Deux boucles hydrodynamiques en circuit fermé sont disponibles au sein de l'établissement : la première, située dans l'atelier A106, est généralement utilisée pour les essais préliminaires, les ajustements mécaniques ainsi que les vérifications de montage ; la seconde, installée dans le Laboratoire Expérimental de Grande Hauteur (LEGH), permet un contrôle plus précis des conditions d'écoulement et est principalement mobilisée pour les campagnes expérimentales finales.

Dans le cadre de ce projet, seules des expériences à sec ont été menées, dans le but de valider les performances mécaniques du dispositif, d'évaluer le bon fonctionnement de l'assemblage et de vérifier le comportement dynamique du cylindre en l'absence de fluide. La boucle hydrodynamique du local A106 a donc été exclusivement sollicitée, cette dernière répondant pleinement aux exigences techniques de cette phase expérimentale.

La présente section vise à détailler le contexte et les moyens expérimentaux mis en œuvre pour cette phase de validation. Une première sous-section est consacrée à la description technique de la boucle hydrodynamique du local A106, qui a servi de banc d'essai pour les différentes configurations du dispositif. La seconde sous-section présente le système de capture vidéo mis en place pour assurer le suivi précis du mouvement du cylindre, élément essentiel pour l'analyse post-expérimentale de la réponse dynamique du système.

### 4.2.1 Description de la boucle hydrodynamique du A106

La boucle hydrodynamique du local A106 est une installation expérimentale en circuit fermé, conçue pour générer un écoulement contrôlé à travers des veines d'essais transparentes. Ce dispositif est principalement utilisé pour l'étude des interactions fluide-structure, notamment le comportement dynamique d'objets soumis à un écoulement transversal. La boucle est constituée de trois éléments essentiels : un réservoir de stockage, une pompe électrique, et des veines d'essais interconnectées par un réseau de tuyauterie.

Le fonctionnement de cette boucle repose sur la mise en mouvement de l'eau par la pompe, qui aspire le fluide depuis le réservoir pour l'injecter dans les veines d'essais. Après avoir traversé la section expérimentale, l'eau est redirigée vers le réservoir, assurant ainsi un cycle continu d'écoulement. Cette configuration permet de réaliser des expériences avec un débit stable et répétable.

Deux jeux de veines d'essais de section carrée sont disponibles pour cette installation : l'un

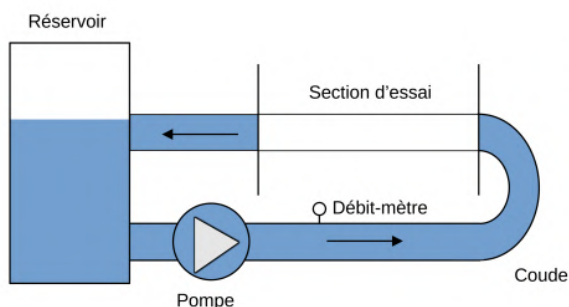


FIGURE 4.3 Schéma (à gauche) et photographie (à droite) de la boucle hydrodynamiques A106 extrait de T. Ledoux [18] . Au centre de la photographie, on voit les veines d'essais transparentes où se déroulent les expériences, les flèches bleues représentant le sens du courant

de 15 cm et l'autre de 25 cm. Pour les expériences menées dans ce projet, on a utilisé la veine de 25 cm afin de limiter les effets de confinement sur l'écoulement et d'accommoder des modèles de plus grande taille correspondant à un modèle ayant un plus petit ratio de masse.

Le débit est mesuré avec précision grâce à un débitmètre magnétique Siemens SITRANS FM MAG 5000. L'ensemble du dispositif est donc particulièrement adapté à l'étude de phénomènes hydrodynamiques à échelle réduite, tout en assurant un bon contrôle des conditions expérimentales et une bonne visibilité du comportement des objets placés dans l'écoulement.

#### 4.2.2 Dispositif de capture vidéo du mouvement du cylindre

La capture du mouvement du cylindre a été rendue possible grâce à la transparence du couvercle en plexiglas installé sur la partie supérieure de la section d'essai. Cette configuration permet d'observer le système par le haut, en suivant spécifiquement le déplacement du cylindre de liaison utilisé pour l'accrochage des ressorts de rappel. Afin de faciliter le traitement d'image, la partie supérieure de ce cylindre a été peinte en blanc. Ce marquage offre un contraste suffisant pour permettre la détection automatique de sa position à l'aide d'une caméra monochromatique et des algorithmes décrits ci-dessous.

La caméra utilisée pour les enregistrements a été positionnée en surplomb de la section d'essai à l'aide d'un portique spécialement conçu à cet effet. Ce support est constitué de deux équerres métalliques fixées latéralement sur les parois en acier de la section d'écoulement, et d'une poutre extrudée en acier formant la traverse supérieure. Cette structure assure la rigidité et la stabilité nécessaires pour maintenir la caméra parfaitement alignée au-dessus du

champ d’observation, garantissant ainsi des prises de vues fixes et exploitables pour l’analyse quantitative du mouvement du cylindre.



FIGURE 4.4 Portique permettant à la caméra de surplomber la section pour permettre la capture vidéo des expériences.

### 4.3 Suivi du mouvement du cylindre à partir d’images expérimentales

Afin de suivre la trajectoire du cylindre soumis aux vibrations induites par vortex, un script Python a été développé pour détecter automatiquement un repère visuel — en l’occurrence un disque blanc — sur une séquence d’images issues d’un enregistrement vidéo. Ce traitement repose sur les bibliothèques `OpenCV`, `NumPy`, `glob` et `matplotlib`, permettant respectivement l’analyse d’images, la gestion des données numériques, le traitement par lot des fichiers image, et la visualisation graphique des résultats.

La détection du cylindre repose sur la fonction `detect_white_circle()`, qui applique un seuillage binaire à l’image convertie en niveaux de gris afin d’isoler les zones de haute intensité lumineuse, supposées correspondre au repère visuel. Les contours sont ensuite extraits à l’aide

de la méthode `findContours()` d'OpenCV, puis filtrés en fonction de leur surface et de leur circularité géométrique, cette dernière étant évaluée à l'aide de la formule :

$$\mathcal{C} = \frac{4\pi \cdot \text{Aire}}{\text{Périmètre}^2} \quad (4.1)$$

Un contour est retenu comme candidat valide si sa circularité dépasse un seuil fixé (généralement supérieur à 0,7), ce qui permet d'écarter les formes trop irrégulières ou bruitées.

Chaque image est ensuite traitée successivement par la fonction `track_white_circle()`, qui applique cette procédure de détection à l'ensemble des fichiers présents dans un répertoire donné. Le centroïde du repère blanc détecté est enregistré à chaque itération dans une liste `trajectory`, ce qui permet de reconstituer a posteriori la trajectoire complète du cylindre. Deux modes d'affichage sont proposés : l'un affiche en temps réel les images annotées avec les centres détectés et la trajectoire cumulée, tandis que l'autre trace la position du cylindre en fonction du temps selon les directions  $X$  et  $Y$ .

Les données issues de ce suivi sont ensuite exploitées dans un second temps pour l'identification des paramètres dynamiques du système, en particulier le ratio d'amortissement. À cette fin, un modèle analytique de type cosinus amorti est ajusté aux signaux extraits à l'aide de la fonction `curve_fit()` de la bibliothèque `scipy.optimize`. Le modèle utilisé est défini par l'équation :

$$x(t) = A \cdot e^{-\zeta\omega_0 t} \cdot \cos\left(\sqrt{1 - \zeta^2} \cdot \omega_0 t + \phi\right), \quad (4.2)$$

où  $A$  est l'amplitude initiale,  $\zeta$  est le ratio d'amortissement adimensionnel,  $\omega_0$  la pulsation propre du système, et  $\phi$  la phase initiale. L'ajustement du modèle permet d'identifier les constantes caractéristiques du mouvement et, par conséquent, de déterminer le ratio d'amortissement structurel  $\zeta$  à partir des trajectoires mesurées.

Ainsi, ce script constitue un outil robuste et automatisé de traitement de données expérimentales, permettant une évaluation fiable des caractéristiques dynamiques du cylindre à partir d'enregistrements vidéo.

#### 4.4 Mesure du ratio d'amortissement structurel $\zeta$

La mesure expérimentale du coefficient d'amortissement structurel  $\zeta$  a été réalisée à l'aide de la méthode de traitement d'images décrite précédemment. Le protocole consistait à déplacer manuellement le cylindre hors de sa position d'équilibre, puis à enregistrer en vidéo son retour à la position initiale. Cette réponse libre du système permet, via une analyse temporelle du

mouvement, de déterminer le niveau d'amortissement présent dans l'assemblage.

Cependant, plusieurs difficultés techniques sont apparues lors de cette expérience. Tout d'abord, le fait que les ressorts transverses étaient initialement fixés uniquement à une extrémité du cylindre a induit l'apparition d'un moment autour de l'axe  $X$ , c'est-à-dire dans la direction du courant. Ce déséquilibre a provoqué une rotation parasite du cylindre, entraînant une flexion des *splitter plates*, celles-ci ne présentant pas une rigidité infinie. La conséquence directe de cette déformation a été la perte de contact entre les patins en téflon et les plaques supports, ce qui bloquait partiellement le mouvement de retour du cylindre.

Par ailleurs, la disposition initiale des patins, trois par *splitter plate*, avec deux à l'avant et un seul à l'arrière, a favorisé une rotation non désirée du cylindre autour de son axe longitudinal ( $Z$ ). Ce phénomène est probablement dû à une répartition asymétrique des forces de frottement, les efforts étant plus importants à l'avant qu'à l'arrière.

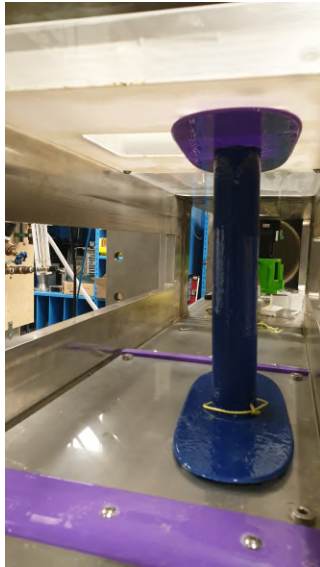
Afin de corriger ces instabilités mécaniques, une structure auxiliaire en bois a été conçue et insérée dans la section d'essai. Ce cadre permettait d'accrocher deux ressorts supplémentaires à l'extrémité opposée du cylindre, équilibrant ainsi les efforts de rappel de part et d'autre du système. Cette symétrisation des contraintes a significativement amélioré le comportement dynamique du cylindre, en supprimant les effets de rotation autour de l'axe  $X$  et en rétablissant un contact quasiment continu entre les patins et les plaques de guidage.

Grâce à cette modification, le retour du cylindre à sa position d'équilibre s'est effectué sans blocage, permettant ainsi d'exploiter les données de mouvement enregistrées en vidéo. Le post-traitement par ajustement d'un modèle de cosinus amorti (cf. section précédente) a permis d'extraire un coefficient d'amortissement structurel expérimental de l'ordre de  $\zeta = 0,48$ . Cette valeur est significativement plus élevée que celle estimée analytiquement, ce qui s'explique probablement par la présence de phénomènes non pris en compte dans le modèle initial, notamment les déformations locales, les frottements variables entre les surfaces et la possible dissipation d'énergie à travers les ressorts et les fixations.

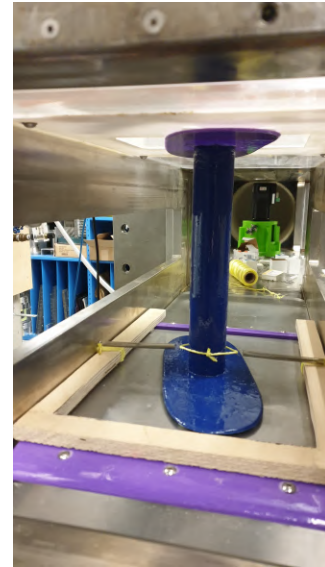
#### 4.5 Mesure expérimentale du ratio de masse $m^*$

La valeur réelle du ratio de masse  $m^*$  diffère inévitablement de celle obtenue par calcul théorique dans la section précédente. Cette divergence résulte principalement de deux facteurs : d'une part, les densités effectives des matériaux utilisés peuvent légèrement varier par rapport aux valeurs de masse volumique introduites dans le modèle 3D sous SOLIDWORKS, et d'autre part, des opérations de post-traitement ont été réalisées après fabrication.

En particulier, un revêtement en résine époxy a été appliqué sur le cylindre afin de garantir



(a) Sans ressort



(b) Avec ressorts

FIGURE 4.5 Photographies du montage où le système se bloque lors du mouvement à cause des rotations du cylindre autour de son axe (à gauche) et du montage avec le cadre en bois où le mouvement du système a pu être capturé en vidéo (à droite)

son étanchéité et d'améliorer son état de surface. Ce traitement permet notamment de supprimer l'effet de facettisation typique de l'impression 3D. Toutefois, ce revêtement induit une augmentation non négligeable de la masse du cylindre, qui n'était pas prise en compte dans le modèle numérique initial.

Une fois l'assemblage final du système réalisé, une pesée directe a été effectuée pour déterminer la masse réelle du bloc mobile (cylindre et *splitter plates*). En complément, le volume d'eau déplacé a été évalué à partir de la géométrie issue de la modélisation 3D sur SOLIDWORKS. Le tableau 4.1 présente les propriétés physiques mesurées ou calculées pour les composants immergés du système. À noter que les masses des patins en téflon ainsi que des tiges de support sont comprises dans la masse totale du bloc *cylindre + splitter plates*, ce qui évite un double comptage.

Sur la base de ces données, le ratio de masse réel est calculé à l'aide de la formule suivante :

TABLEAU 4.1 Propriétés physiques réelles des composants immergés du système

| Composant                          | Matériau             | Masse (g) | Volume d'eau déplacé (mm <sup>3</sup> ) |
|------------------------------------|----------------------|-----------|-----------------------------------------|
| Système cylindre + splitter plates | ABS + époxy          | 105       | 358077.88                               |
| Patin glissant                     | PTFE                 | inclus    | 201.10                                  |
| Tige support pour ressorts         | Acier inoxydable 304 | inclus    | 35.97                                   |
| Ressorts à 0°                      | Acier inoxydable 316 | 4.54      | 327.74                                  |
| Ressort de traînée                 | Acier inoxydable 316 | 17.69     | 2212.25                                 |

$$m^* = \frac{m_{\text{système}} + \frac{2}{3}m_{\text{ressorts à } 0^\circ} + \frac{1}{3}m_{\text{ressort de traînée}}}{\rho_{\text{eau}} \left( V_{\text{système}} + 6V_{\text{patin}} + 3V_{\text{tige}} + \frac{2}{3}V_{\text{ressorts à } 0^\circ} + \frac{1}{3}V_{\text{ressort de traînée}} \right)} \quad (4.3)$$

$$(4.4)$$

$$= \frac{105 + \frac{2}{3} \cdot 4.54 + \frac{1}{3} \cdot 17.69}{10^{-3} \cdot \left( 358077.88 + 6 \cdot 201.10 + 3 \cdot 35.97 + \frac{2}{3} \cdot 327.74 + \frac{1}{3} \cdot 2212.25 \right)} \quad (4.5)$$

$$(4.6)$$

$$m^* = 0.32 \quad (4.7)$$

Ce résultat indique que le ratio de masse réel du système est de  $m^* = 0.32$ . Bien que cette valeur soit légèrement plus élevée que celle obtenue analytiquement, elle demeure nettement inférieure au seuil critique fixé à  $m_{\text{critique}}^* = 0.54$ , seuil au-delà duquel l'amplitude des vibrations peut être significativement atténuée. Ainsi, la configuration mécanique retenue est conforme aux exigences dynamiques de l'étude et valide du point de vue du dimensionnement pour l'observation des VIV en régime sub-critique.

## 4.6 Conclusion

Les études expérimentales menées au cours de ce chapitre ont permis de confronter les performances réelles du système imprimé en 3D avec les prévisions issues des analyses théoriques et numériques précédentes. Cette étape s'est révélée essentielle pour évaluer la validité de la conception initiale et déterminer dans quelle mesure celle-ci est compatible avec les exigences dynamiques de l'étude des vibrations induites par vortex.

La fabrication du cylindre et des *splitter plates* par impression 3D en ABS a mis en lumière certaines limitations structurelles du matériau et du procédé utilisé. Bien que la géométrie ait pu être respectée, le gauchissement observé lors de l'impression, combiné à une flexibilité

excessive des *splitter plates*, a altéré la rigidité globale du système. Cette perte de rigidité a eu des conséquences directes sur la dynamique du dispositif, entraînant des déformations locales et des comportements parasites (rotations non désirées, pertes de contact) lors des essais de retour libre.

La mesure expérimentale du ratio d'amortissement structurel, obtenue via une analyse vidéo du mouvement, a révélé une valeur de  $\zeta = 0,48$ . Ce résultat est nettement supérieur à ceux rapportés dans la revue de littérature pour des systèmes comparables, qui présentent généralement des ratios d'amortissement significativement plus faibles. Un tel écart suggère que des sources de dissipation d'énergie non négligeables, probablement liées aux frottements localisés et à la déformation des pièces imprimées, sont présentes dans notre dispositif. Ce constat remet en question la pertinence de l'usage de l'ABS pour des études fines sur les VIV, où la fidélité du guidage et la faible dissipation sont des critères essentiels.

Par ailleurs, le ratio de masse réel mesuré  $m^* = 0,32$  reste inférieur au seuil critique  $m_{\text{critique}}^* = 0,54$ , garantissant a priori un bon couplage fluide-structure. Toutefois, cette performance ne suffit pas à compenser les limitations structurelles observées.

Au vu de ces résultats, il a été décidé de réévaluer le choix des matériaux et de proposer une nouvelle conception du système fondée sur l'utilisation de pièces en fibre de carbone, afin d'améliorer à la fois la rigidité, la précision géométrique et la stabilité dynamique du dispositif. Le chapitre suivant est ainsi consacré à cette nouvelle phase de conception, visant à surmonter les limitations identifiées dans l'approche initiale et à développer un banc d'essai plus robuste pour l'étude des vibrations induites par vortex dans un contexte bidimensionnel contrôlé.

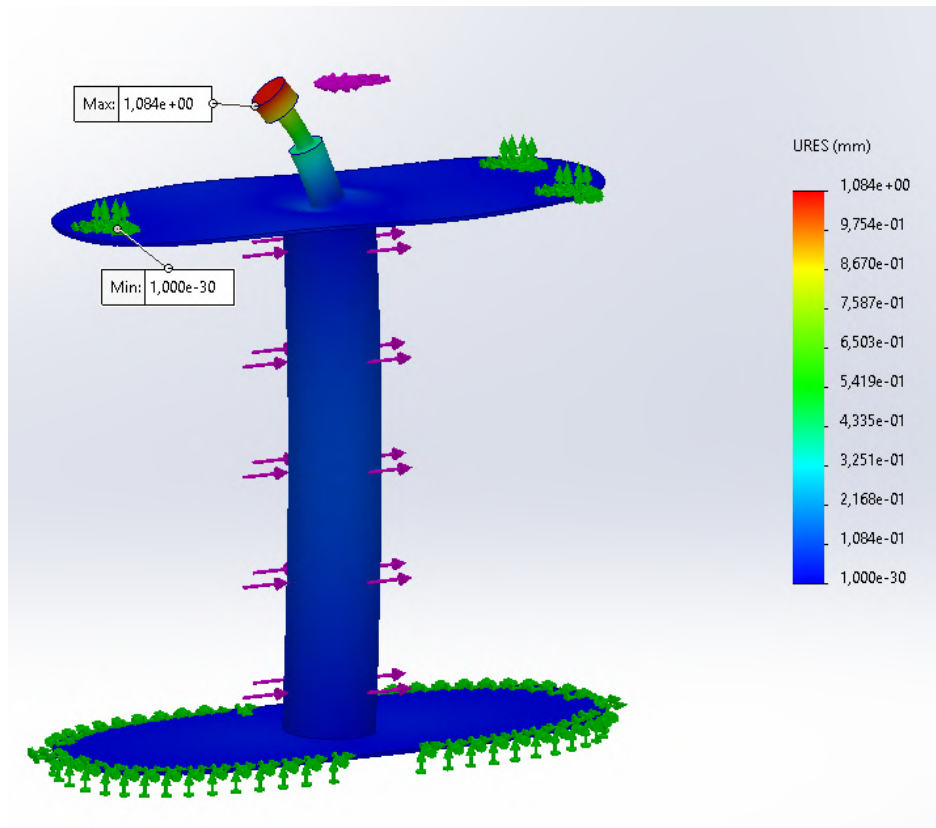


FIGURE 4.6 Simulation SOLIDWORKS indiquant que le système imprimé en ABS aurait dû résister aux efforts de traînée et de rappel des ressorts.

## CHAPITRE 5 CONCEPTION D'UN DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL EN FIBRE DE CARBONE

Ce chapitre présente la nouvelle conception du dispositif expérimental, centrée sur l'utilisation d'un cylindre fabriqué en fibre de carbone. Cette version repensée du système fait suite aux limitations identifiées lors des études expérimentales précédentes, notamment le manque de rigidité et les problèmes de gauchissement associés aux pièces réalisées par impression 3D en ABS. Ces contraintes mécaniques ont mis en évidence la nécessité d'adopter un matériau aux performances supérieures afin de garantir la fidélité dynamique du système et la reproductibilité des phénomènes étudiés.

L'objectif du dispositif reste inchangé : permettre un mouvement bidimensionnel du cylindre dans le plan  $XY$ , dans le cadre de l'étude des vibrations induites par vortex. Pour cela, un nouveau système de guidage a été développé. Il repose sur un mécanisme de type bielle-manivelle assurant une translation bidirectionnelle libre, tout en améliorant la compacité, la stabilité mécanique et la maîtrise des degrés de liberté. Ce changement d'architecture s'accompagne également d'un redimensionnement du cylindre, désormais fabriqué en fibre de carbone, matériau choisi pour ses excellentes propriétés mécaniques et sa légèreté.

Le chapitre débute par une analyse mécanique du nouveau cylindre effectuée à l'aide du logiciel ABAQUS. Deux types de sollicitations sont considérés dans cette modélisation : la flexion induite par la force de traînée, ainsi que la pression répartie sur la paroi externe du cylindre. Ces analyses permettent de vérifier que la géométrie du cylindre est conforme aux critères de déformation admissible.

La conception du système de guidage fondé sur le mouvement des bielles est ensuite présentée. Cette section détaille les choix cinématiques et géométriques effectués pour permettre au cylindre d'osciller librement selon deux directions orthogonales. Elle est suivie par la conception du système permettant d'imposer ou de maintenir le mouvement du cylindre, en tenant compte des contraintes d'intégration dans l'environnement expérimental.

L'ensemble de ces composants est ensuite intégré dans une modélisation 3D complète du dispositif réalisée sur SOLIDWORKS. Cette modélisation inclut notamment la description des nouvelles vitres de plexiglas, du cylindre redimensionné et de l'assemblage général du système.

Enfin, une analyse du ratio de masse est menée sur la base du cylindre de diamètre 42 mm, permettant de valider que les conditions nécessaires à l'observation des VIV en régime sub-critique sont respectées. Cette vérification est complétée par une estimation de la plage de

vitesse réduite atteignable avec le système, afin de s'assurer que l'ensemble couvre bien le domaine de fonctionnement souhaité.

Ce chapitre marque ainsi une transition vers une conception plus robuste, plus rigide et mieux adaptée aux exigences expérimentales, préparant les travaux futurs à être menés en écoulement réel avec une meilleure fiabilité des données acquises.

### 5.1 Modélisation 3D du cylindre sur ABAQUS

Dans la continuité des analyses précédentes menées sur un cylindre en ABS, cette section vise à évaluer la résistance mécanique du cylindre dans sa nouvelle configuration, réalisée cette fois en fibre de carbone. Ce changement de matériau s'explique par la volonté d'améliorer la rigidité et la stabilité du système tout en conservant une masse faible, ce qui est essentiel pour respecter les exigences dynamiques du dispositif expérimental.

La modélisation numérique est effectuée à l'aide du logiciel ABAQUS, avec des conditions de chargement identiques à celles de l'étude précédente : une force de traînée distribuée agissant le long de la génératrice du cylindre et une pression répartie sur sa surface externe. L'objectif est de vérifier que les déformations maximales restent inférieures à 1 % du diamètre du cylindre, valeur définie comme critère limite d'acceptabilité mécanique. Les résultats permettront de confirmer la capacité de la structure à maintenir sa forme sous les sollicitations expérimentales prévues.

Le matériau utilisé dans cette simulation est un composite de fibre de carbone, modélisé ici comme un matériau orthotrope avec des propriétés mécaniques homogènes. Pour simplifier l'analyse dans un premier temps, seules les propriétés dans la direction longitudinale (excellente rigidité en traction et en flexion) sont prises en compte. En ce basant sur les cours sur les composites proposés à PolLa la masse volumique est fixée à  $\rho = 1,80 \times 10^{-9}$  tonne/mm<sup>3</sup>, la module d'Young longitudinal à  $E_L = 138$  GPa et le module transversal à  $E_T = 7.4$  GPa.

#### Résistance à la pression en flexion

La première simulation porte sur l'effet de la force de traînée exercée par l'écoulement, modélisée comme une charge linéique constante agissant sur la surface latérale du cylindre. Cette force est exprimée comme :

$$D = \frac{1}{2} \rho V^2 C_d \cdot RL \quad (5.1)$$

En utilisant  $\rho = 10^{-9}$  tonne/mm<sup>3</sup>,  $V = 1300$  mm/s,  $R = 21$  mm,  $L = 240$  mm et  $C_d = 1,25$ , on obtient :

$$D = \frac{1}{2} \cdot 10^{-9} \cdot 1300^2 \cdot 1,25 \cdot 21 \cdot 240 = 5,32 \text{ N} \quad (5.2)$$

Cette force est répartie en charge linéique sur toute la longueur :

$$D_{\text{linéaire}} = \frac{D}{L} = 2,21 \times 10^{-2} \text{ N/mm} \quad (5.3)$$

Le cylindre est modélisé sur une demi-géométrie avec un rayon de 21 mm, une longueur de 240 mm et une épaisseur de paroi de 1 mm, valeur rendue possible par les caractéristiques mécaniques du composite. Les conditions aux limites restent inchangées : encastrement aux extrémités et symétrie selon le plan XZ (voir Fig. 5.1).

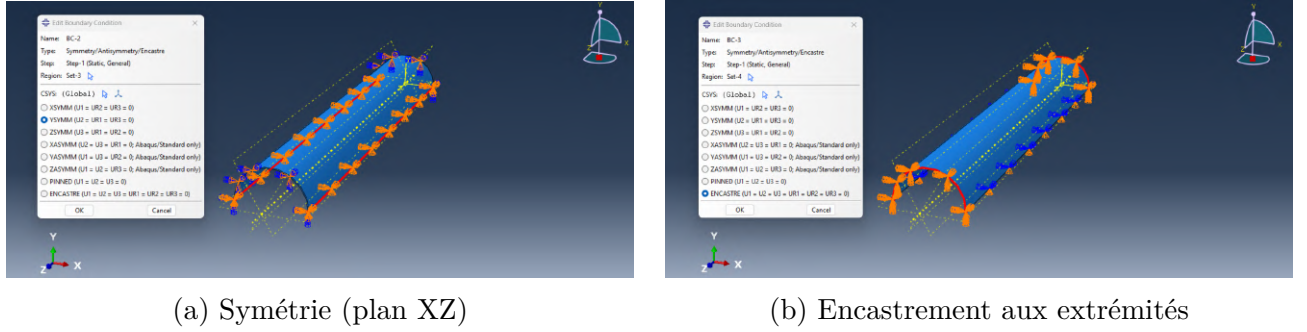


FIGURE 5.1 Conditions aux limites pour l'étude en flexion

L'application de la force de traînée est illustrée à la Fig. 5.2. Le calcul donne un déplacement maximal  $u = 5,30 \times 10^{-3}$  mm, soit une déformation relative de 0,013%, bien en deçà de la limite fixée. Cela montre une nette amélioration par rapport à l'analyse précédente en ABS.

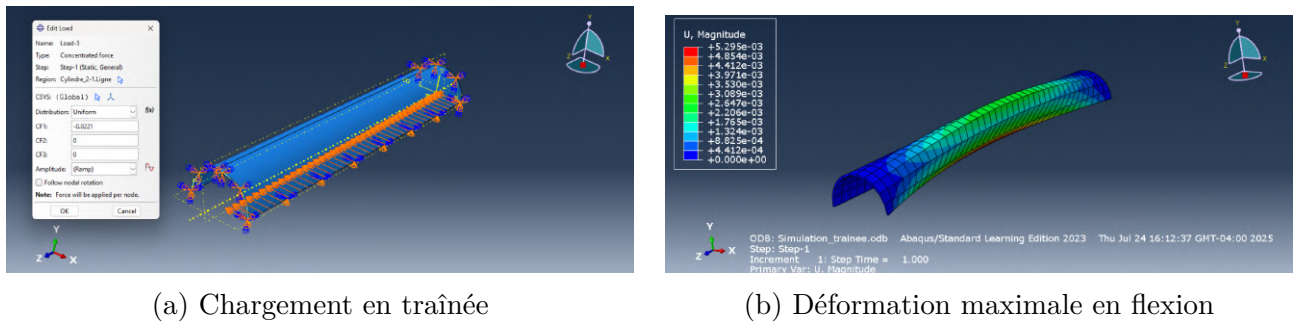


FIGURE 5.2 Comportement du cylindre sous la force de traînée

## Résistance à la pression en coque

Dans cette deuxième simulation, la pression exercée sur la surface externe du cylindre est modélisée de manière similaire à l'analyse précédente, avec une distribution dépendant de l'angle polaire  $\theta$  :

$$p(\theta) = \begin{cases} \frac{1}{2}\rho V^2(1 - 4\sin^2 \theta), & \text{si } \theta < \theta_{\text{lim}}, \\ \frac{1}{2}\rho V^2(1 - 4\sin^2 \theta_{\text{lim}}), & \text{sinon.} \end{cases} \quad (5.4)$$

Le plan de partition est positionné à  $\theta_{\text{lim}} = 101,8^\circ$  pour différencier les deux zones de pression. Les conditions aux limites sont identiques à la simulation en flexion, comme montré à la Fig. 5.3.

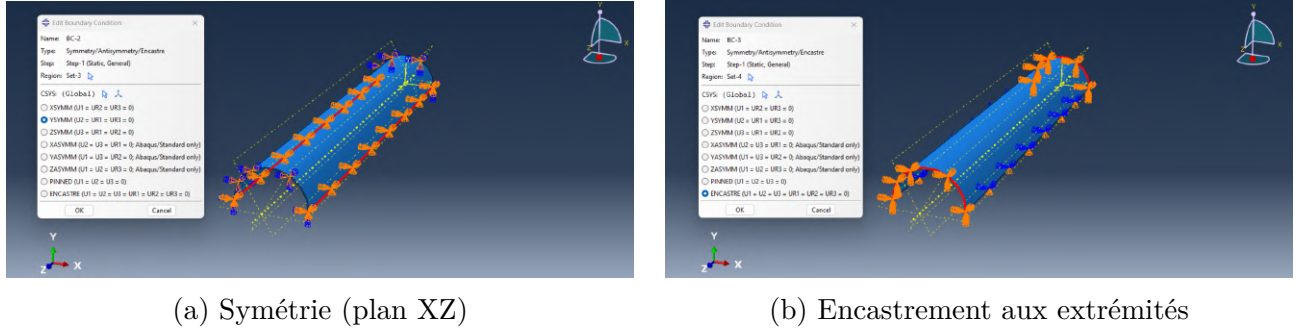


FIGURE 5.3 Conditions aux limites pour la simulation sous pression

Les résultats, illustrés en Fig. 5.4, indiquent un déplacement maximal de  $u = 1,16 \times 10^{-2}$  mm, soit une déformation de 0,028%. Ces résultats confirment la capacité du cylindre en fibre de carbone à résister à la pression de l'écoulement sans déformation excessive.

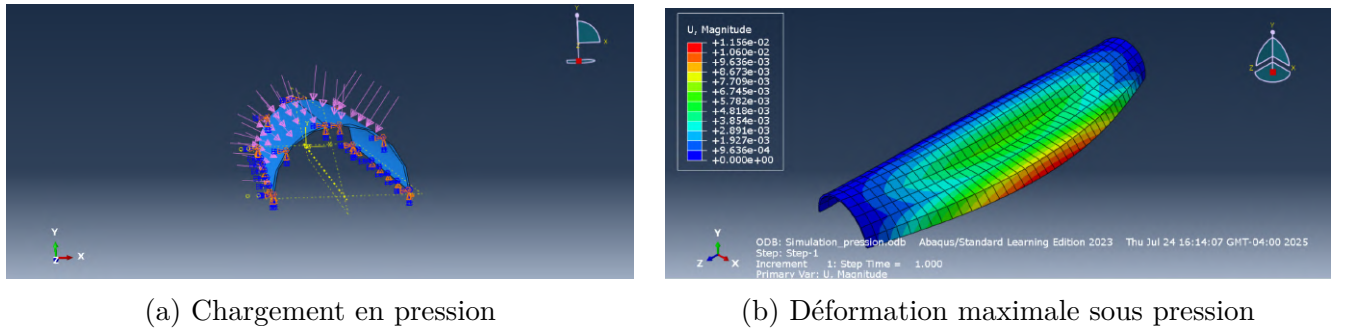


FIGURE 5.4 Résistance du cylindre en fibre de carbone sous pression répartie

### 5.1.1 Conclusion de la section

Les simulations menées avec ABAQUS pour le cylindre en fibre de carbone montrent une nette amélioration des performances mécaniques par rapport au modèle initial en ABS. Les déformations maximales, aussi bien en flexion qu'en coque, restent inférieures au seuil critique de 1 %, ce qui confirme la validité du design.

Une simulation complémentaire sous chargement combiné (pression + traînée) a également été réalisée. Elle montre un déplacement maximal de  $u = 6,27 \times 10^{-3}$  mm, soit une déformation relative de 0,015%, toujours largement inférieure à la limite fixée. Ces résultats valident donc l'utilisation de la fibre de carbone comme solution robuste et adaptée au contexte expérimental.

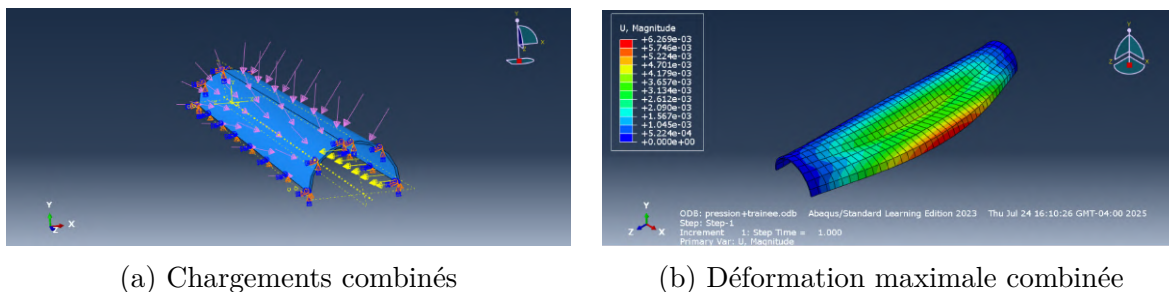


FIGURE 5.5 Résistance du cylindre en fibre de carbone à des sollicitations combinées

## 5.2 Conception du système de remise en position du cylindre en fibre de carbone

Nous procédons à une nouvelle analyse de l'énergie potentielle associée aux systèmes de ressorts, dans l'objectif d'évaluer la possibilité de réutiliser les éléments ressorts identifiés précédemment dans la section 3.3.

Dans cette configuration alternative, le système comprend deux ressorts transverses ainsi qu'un ressort associé à la traînée pour la partie supérieure et quatre ressorts, deux transverses

et deux axiaux, pour la partie inférieure. Les longueurs déformées sont définies par :

$$L_1 = \sqrt{x^2 + (a + y)^2}, \quad (5.5)$$

$$L_2 = \sqrt{x^2 + (a - y)^2}, \quad (5.6)$$

$$L_3 = \sqrt{(a' + x)^2 + y^2}, \quad (5.7)$$

$$L_4 = \sqrt{x^2 + (a + y)^2}, \quad (5.8)$$

$$L_5 = \sqrt{x^2 + (a - y)^2}, \quad (5.9)$$

$$L_6 = \sqrt{(a + x)^2 + y^2}, \quad (5.10)$$

$$L_7 = \sqrt{(a - x)^2 + y^2} \quad (5.11)$$

$$(5.12)$$

avec  $a$  et  $a'$  constants géométriques.

Les énergies potentielles correspondantes sont donc :

$$E_{p1}(x, y) = \frac{1}{2}k(L_1 - L)^2, \quad (5.13)$$

$$E_{p2}(x, y) = \frac{1}{2}k(L_2 - L)^2, \quad (5.14)$$

$$E_{p3}(x, y) = \frac{1}{2}k'(L_3 - L')^2 \quad (5.15)$$

$$E_{p4}(x, y) = \frac{1}{2}k(L_4 - L)^2, \quad (5.16)$$

$$E_{p5}(x, y) = \frac{1}{2}k(L_5 - L)^2, \quad (5.17)$$

$$E_{p6}(x, y) = \frac{1}{2}k(L_6 - L)^2, \quad (5.18)$$

$$E_{p7}(x, y) = \frac{1}{2}k(L_7 - L)^2 \quad (5.19)$$

Une schématisation du système est visible en Fig. 5.7 et Fig. 5.6. L'origine du repère est pris au centre du cylindre avant le début du mouvement.

La contribution de la traînée reste :

$$E_{pD}(x, y) = -\frac{1}{2}\rho C_D D H U_\infty^2 x \quad (5.20)$$

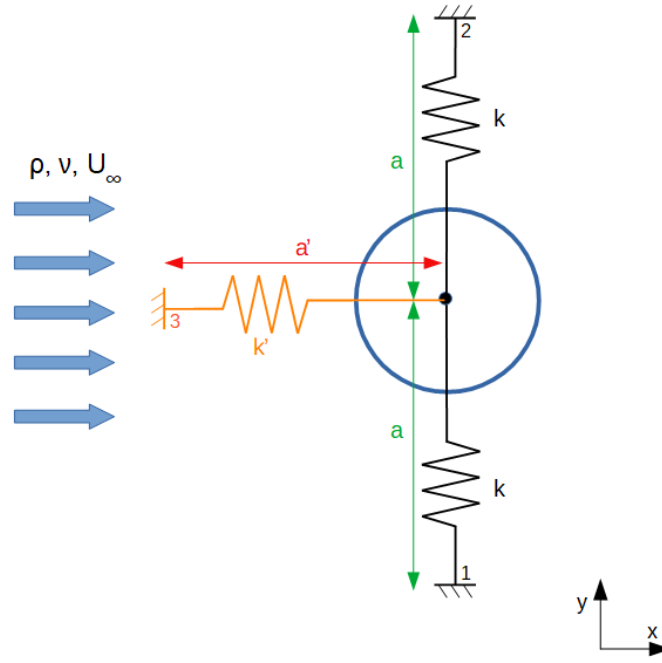


FIGURE 5.6 Schématisation du système de remise en position supérieur utilisant deux ressorts transverses et un ressort de traînée

L'énergie potentielle totale s'écrit donc :

$$E_p = \frac{1}{2}k \left[ 2 \left( \sqrt{x^2 + (a+y)^2} - L \right)^2 + 2 \left( \sqrt{x^2 + (a-y)^2} - L \right)^2 \right] \quad (5.21)$$

$$+ \frac{1}{2}k \left[ \left( \sqrt{(a+x)^2 + y^2} - L \right)^2 + \left( \sqrt{(a-x)^2 + y^2} - L \right)^2 \right] \quad (5.22)$$

$$+ \frac{1}{2}k' \left( \sqrt{(a'+x)^2 + y^2} - L' \right)^2 - \frac{1}{2}\rho C_D D H U_\infty^2 x \quad (5.23)$$

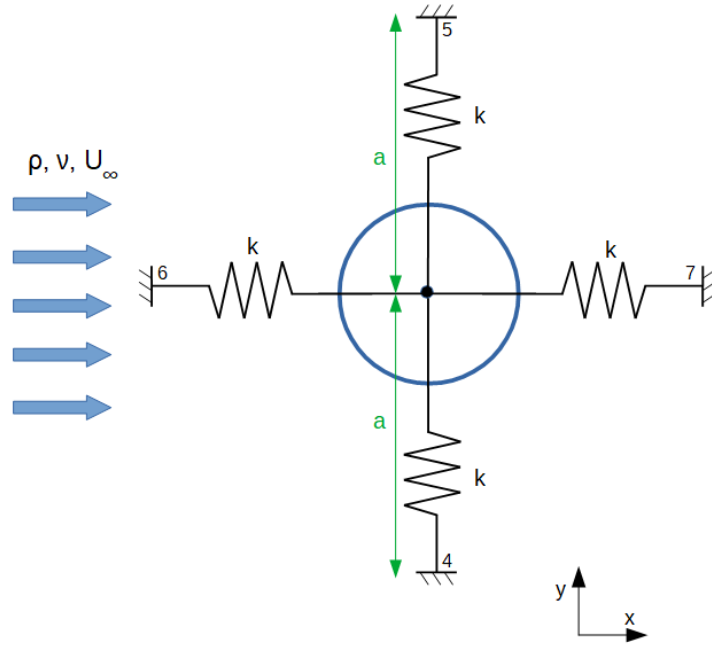


FIGURE 5.7 Schématisation du système de remise en position inférieur utilisant deux ressorts transverses et deux ressorts dans le sens de l'écoulement

**Dérivées premières** La dérivée par rapport à  $y$  est donnée par :

$$\frac{\partial E_p}{\partial y} = 2k \left[ (a+y) \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a+y)^2}} \right) - (a-y) \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a-y)^2}} \right) \right] \quad (5.24)$$

$$+ k \left[ y \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a+x)^2 + y^2}} \right) + y \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a-x)^2 + y^2}} \right) \right] \quad (5.25)$$

$$+ k' \left[ y \left( 1 - \frac{L'}{\sqrt{(a'+x)^2 + y^2}} \right) \right] \quad (5.26)$$

La dérivée par rapport à  $x$  s'écrit :

$$\frac{\partial E_p}{\partial x} = 2k \left[ x \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a+y)^2}} \right) + x \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a-y)^2}} \right) \right] \quad (5.27)$$

$$+ k \left[ (a+x) \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a+x)^2 + y^2}} \right) - (a-x) \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a-x)^2 + y^2}} \right) \right] \quad (5.28)$$

$$+ k' \left[ (a'+x) \left( 1 - \frac{L'}{\sqrt{(a'+x)^2 + y^2}} \right) - (a'-x) \left( 1 - \frac{L'}{\sqrt{(a'-x)^2 + y^2}} \right) \right] \quad (5.29)$$

**Raideurs équivalentes** La raideur équivalente transverse est :

$$k_{eq_y} = \left. \frac{\partial^2 E_p}{\partial y^2} \right|_{(0,0)} \quad (5.30)$$

$$= 2k \left[ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a+y)^2}} \right) + \frac{L(a+y)^2}{(x^2 + (a+y)^2)^{3/2}} \right] \quad (5.31)$$

$$+ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a-y)^2}} \right) + \frac{L(a-y)^2}{(x^2 + (a-y)^2)^{3/2}} \right] \quad (5.32)$$

$$+ k \left[ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a+x)^2 + y^2}} \right) + \frac{Ly^2}{((a+x)^2 + y^2)^{3/2}} \right] \quad (5.33)$$

$$+ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a-x)^2 + y^2}} \right) + \frac{Ly^2}{((a-x)^2 + y^2)^{3/2}} \right] \quad (5.34)$$

$$+ k' \left[ \left( 1 - \frac{L'}{\sqrt{(a'+x)^2 + y^2}} \right) + \frac{L'y^2}{((a'+x)^2 + y^2)^{3/2}} \right] \quad (5.35)$$

En  $(0,0)$ , on a la simplification :

$$k_{eq_y} = 4k + 2k \left( 1 - \frac{L}{a} \right) + k' \left( 1 - \frac{L'}{a'} \right) \quad (5.36)$$

De même, la raideur équivalente axiale est :

$$k_{eq_x} = \left. \frac{\partial^2 E_p}{\partial x^2} \right|_{(0,0)} \quad (5.37)$$

$$= 2k \left[ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a+y)^2}} \right) + \frac{Lx^2}{(x^2 + (a+y)^2)^{3/2}} \right] \quad (5.38)$$

$$+ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{x^2 + (a-y)^2}} \right) + \frac{Lx^2}{(x^2 + (a-y)^2)^{3/2}} \quad (5.39)$$

$$+ k \left[ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a+x)^2 + y^2}} \right) + \frac{L(a+x)^2}{((a+x)^2 + y^2)^{3/2}} \right] \quad (5.40)$$

$$+ \left( 1 - \frac{L}{\sqrt{(a-x)^2 + y^2}} \right) + \frac{L(a-x)^2}{((a-x)^2 + y^2)^{3/2}} \quad (5.41)$$

$$+ k' \left[ \left( 1 - \frac{L'}{\sqrt{(a'+x)^2 + y^2}} \right) + \frac{L'(a'+x)^2}{((a'+x)^2 + y^2)^{3/2}} \right] \quad (5.42)$$

En  $(0,0)$ , cela donne :

$$k_{eq_x} = 4k \left( 1 - \frac{L}{a} \right) + 2k + k' \quad (5.43)$$

**Raideur équivalente globale** Enfin, la raideur équivalente totale du système s'écrit :

$$k_{eq} = \sqrt{k_{eq_x}^2 + k_{eq_y}^2} = \sqrt{\left( 4k \left( 1 - \frac{L}{a} \right) + 2k + k' \right)^2 + \left( 4k + 2k \left( 1 - \frac{L}{a} \right) + k' \left( 1 - \frac{L'}{a'} \right) \right)^2} \quad (5.44)$$

**Écart entre les deux raideurs équivalentes** Dans cette configuration, on utilisera les mêmes références de ressorts que pour la conception précédente. On veut savoir si la raideur est isotrope dans le plan  $XY$ , pour cela, il faut que les raideurs équivalentes  $k_{eq_x}$  et  $k_{eq_y}$  soient les plus proches possibles.

En calculant leur valeur, on trouve que :

$$k_{eq_x} = 100.2N/m \quad (5.45)$$

$$k_{eq_y} = 102.2N/m \quad (5.46)$$

Cela représente un écart  $\epsilon = \frac{k_{eqy} - k_{eqx}}{k_{eqy}} = 1.88\%$ . Cet écart reste relativement faible, on considérera donc que notre conception est valide.

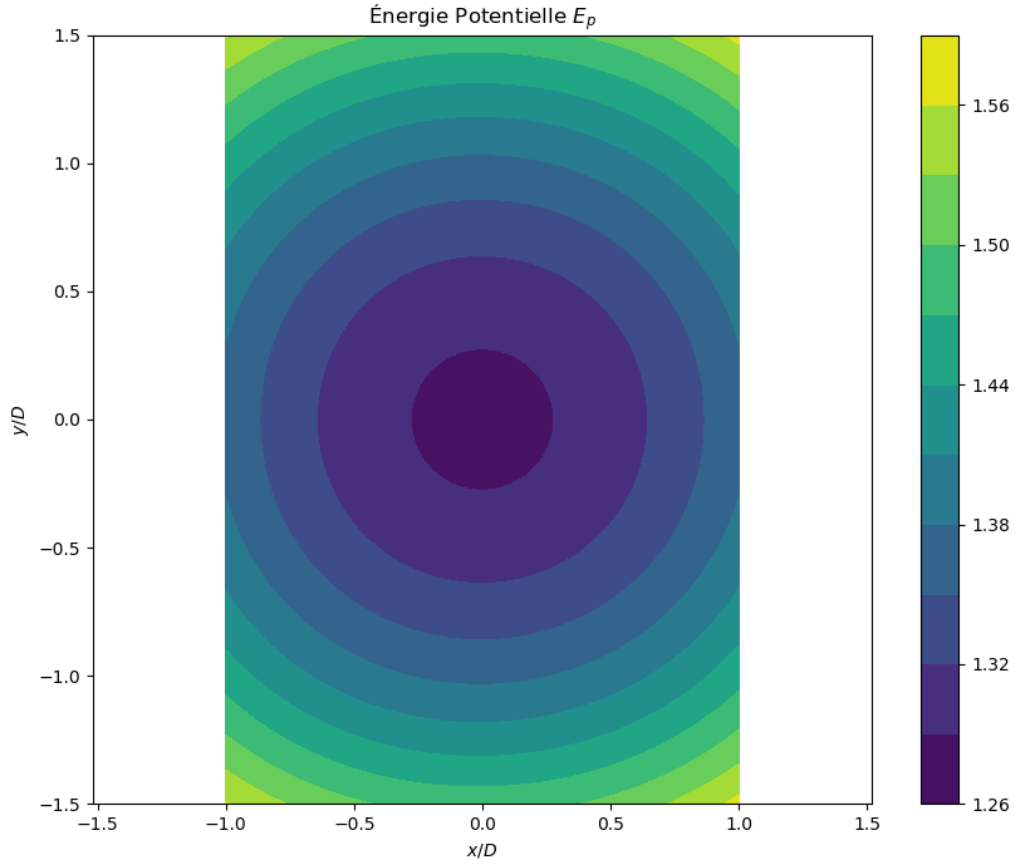


FIGURE 5.8 Champ de l'énergie potentielle dans le plan  $XY$  du système en fibre de carbone

### 5.3 Plage de vitesse réduite

La connaissance de la fréquence propre du cylindre immergé dans l'eau permet d'estimer la plage de vitesse réduite  $U_r$  accessible avec notre banc d'essai.

### 5.3.1 Calcul de la masse équivalente

La masse équivalente du système, tenant compte de la masse ajoutée par le fluide :

$$m_{eq} = m + m_{ajoutée} \quad (5.47)$$

$$= 105,73 \times 10^{-3} + \frac{\rho \pi L D^2}{4} \quad (5.48)$$

$$= 0,10573 + 3,33 \times 10^{-1} \approx 0,439 \text{ kg} \quad (5.49)$$

### 5.3.2 Fréquence propre du système

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{143,13}{0,439}} \approx 2,87 \text{ Hz} \quad (5.50)$$

La connaissance de la fréquence propre du cylindre immergé dans l'eau permet d'estimer la plage de vitesse réduite  $U_r$  accessible avec notre banc d'essai. Cette grandeur adimensionnelle, classiquement utilisée en dynamique des VIV s'exprime comme suit :

$$U_r = \frac{U_\infty}{f_0 D} \quad (5.51)$$

où :

- $U_\infty = 1,3 \text{ m/s}$  est la vitesse maximale d'écoulement imposée,
- $f_0 = 2,87 \text{ Hz}$  est la fréquence propre du cylindre en eau stagnante,
- $D = 0,042 \text{ m}$  est le diamètre du cylindre.

En injectant ces valeurs dans l'équation, on obtient :

$$U_r = \frac{1,3}{0,042 \cdot 2,87} \approx 10,78 \quad (5.52)$$

Cette valeur maximale de vitesse réduite est tout à fait cohérente avec les données issues de la littérature. En effet, comme l'indiquent plusieurs études, la plage critique de résonance, où l'amplitude de vibration du cylindre atteint son maximum, se situe généralement dans l'intervalle  $5 < U_r < 10$ . Ainsi, notre dispositif expérimental sera bien capable de capter l'évolution complète de la réponse en amplitude, y compris son pic maximal, ce qui est essentiel pour l'analyse fine du phénomène de verrouillage (*lock-in*).

## 5.4 Conception du système de guidage du mouvement plan XY à l'aide de bielles

Cette section présente la conception d'un mécanisme de guidage assurant le mouvement du cylindre dans le plan  $XY$ , basé sur l'utilisation de bielles articulées. Initialement, un guidage par glissement plan sur plan avait été envisagé, à l'image du système utilisé pour la structure imprimée en ABS. Cependant, cette solution a été écartée dans le cas du nouveau dispositif en fibre de carbone, afin de limiter les frottements parasites et d'éviter tout contact direct entre le mécanisme et les parois en plexiglas de la section d'essai.

L'adoption d'un système de bielles s'est imposée en raison des contraintes liées au changement de matériau. En effet, la fibre de carbone, bien que plus rigide que l'ABS, possède également une masse volumique nettement plus élevée. Une substitution directe des pièces imprimées en ABS par des pièces identiques en fibre de carbone aurait conduit à une augmentation significative du ratio de masse  $m^*$ , incompatible avec les exigences dynamiques du projet. L'utilisation de bielles permet donc de maintenir un guidage efficace tout en limitant la masse du système mobile.

Le dimensionnement du mécanisme repose sur plusieurs hypothèses. Deux bielles de longueurs différentes ont été retenues, afin de permettre un déplacement complet du cylindre dans la fenêtre d'observation tout en évitant les collisions entre les composants en mouvement. Par souci de compacité, la longueur de la bielle la plus courte a été fixée à 75 % de celle de la plus longue. Par ailleurs, l'angle formé par les deux bielles à l'extrémité de la course du cylindre a été limité à  $175^\circ$ , afin de garantir une continuité du mouvement sans point de blocage.

Enfin, la largeur des bielles a été définie en fonction des matériaux disponibles au laboratoire. Plus précisément, les plaques de fibre de carbone brutes ont été utilisées comme référence, et les dimensions finales ont été légèrement réduites pour faciliter l'usinage à l'aide d'une découpeuse à jet d'eau.

Pour calculer la taille de ces bielles, on utilise simplement le théorème d'Al Kashi :

$$180^2 = L^2 + (0.75 \cdot L)^2 - 2 \cdot L \cdot (0.75 \cdot L) \cdot \cos(175^\circ) \quad (5.53)$$

$$\iff L = 103mm \quad (5.54)$$

Cependant avec ces dimensions de bielles, un risque de collision avec les goujons d'ancrage est possible lors du mouvement du cylindre. Ainsi, pour garder un coefficient de sécurité tout en réduisant l'encombrement du système de guidage et en s'assurant de l'absence de collision avec les autres pièces lors du mouvement, on choisira  $L_{\text{grande bielle}} = 94mm$  et  $L_{\text{petite bielle}} = 71mm$ . En réappliquant la formule d'Al Kashi, on trouve que la distance maximale autorisée entre

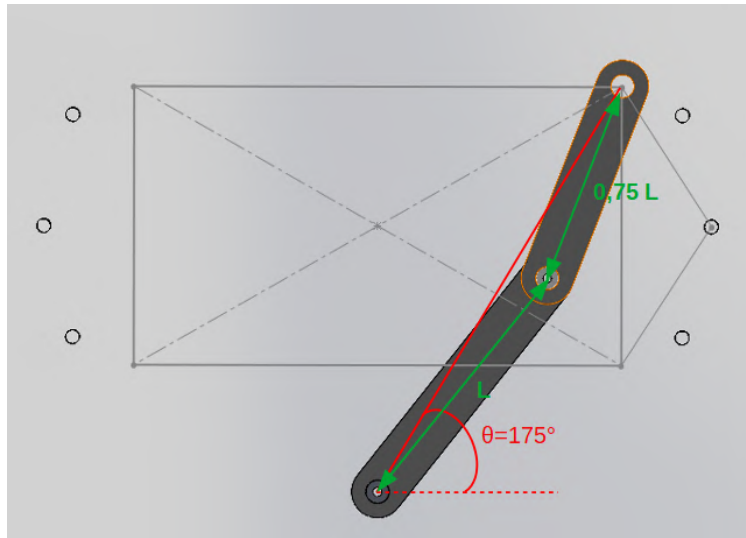


FIGURE 5.9 Schématisation de la fenêtre du mouvement balayé par les bielles, permettant de calculer leurs longueurs

l'encastrement de la bielle dans la fenêtre en plexiglas et l'extrémité de la course du cylindre est de 165 mm.

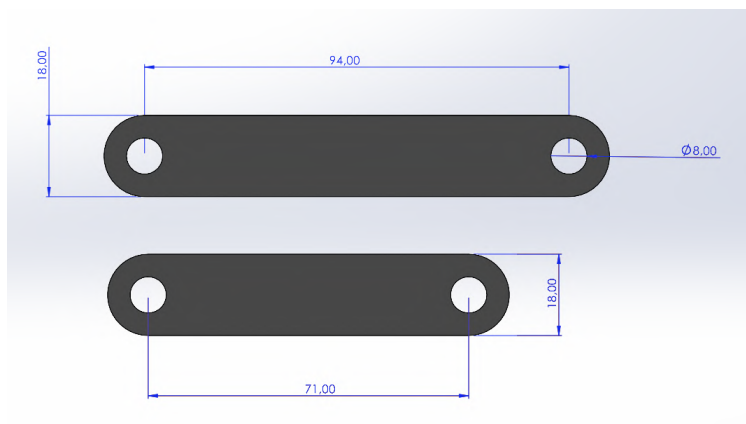


FIGURE 5.10 Modélisation des bielles sur SOLIDWORKS

### 5.5 Conception du système permettant le mouvement du cylindre

Avec l'adoption de la fibre de carbone comme matériau principal pour le cylindre, une re-définition partielle du système est devenue nécessaire. Ce changement de matériau implique en effet des contraintes mécaniques et géométriques différentes de celles rencontrées lors de l'utilisation de l'ABS, justifiant ainsi la modification de certaines pièces du dispositif.

Les *splitter plates*, initialement conçues en impression 3D, ont été redimensionnées sous forme de disques de 80 mm de diamètre. Cette nouvelle géométrie vise à optimiser à la fois la rigidité et la compacité du système tout en s'adaptant aux contraintes d'usinage et d'intégration dans l'environnement expérimental.

Afin de prévenir toute rotation indésirable du cylindre autour de son axe longitudinal, la nouvelle conception prévoit désormais un système de guidage installé aux deux extrémités du cylindre. Cette configuration symétrique améliore la stabilité dynamique du dispositif et garantit un comportement plus fidèle aux hypothèses du modèle théorique.

Les pièces d'accroche des ressorts ont également été entièrement repensées. Contrairement à la version précédente réalisée en impression 3D à partir d'ABS, les nouvelles pièces seront usinées dans du nylon. Ce matériau présente un bon compromis entre légèreté, usinabilité et propriétés mécaniques. Bien que son coefficient de frottement soit légèrement supérieur à celui du téflon, sa masse volumique plus faible et sa facilité d'usinage en font un choix pertinent pour cette application. Le recours à des pièces usinées plutôt qu'imprimées permet également d'améliorer la précision géométrique et la robustesse du système de liaison.

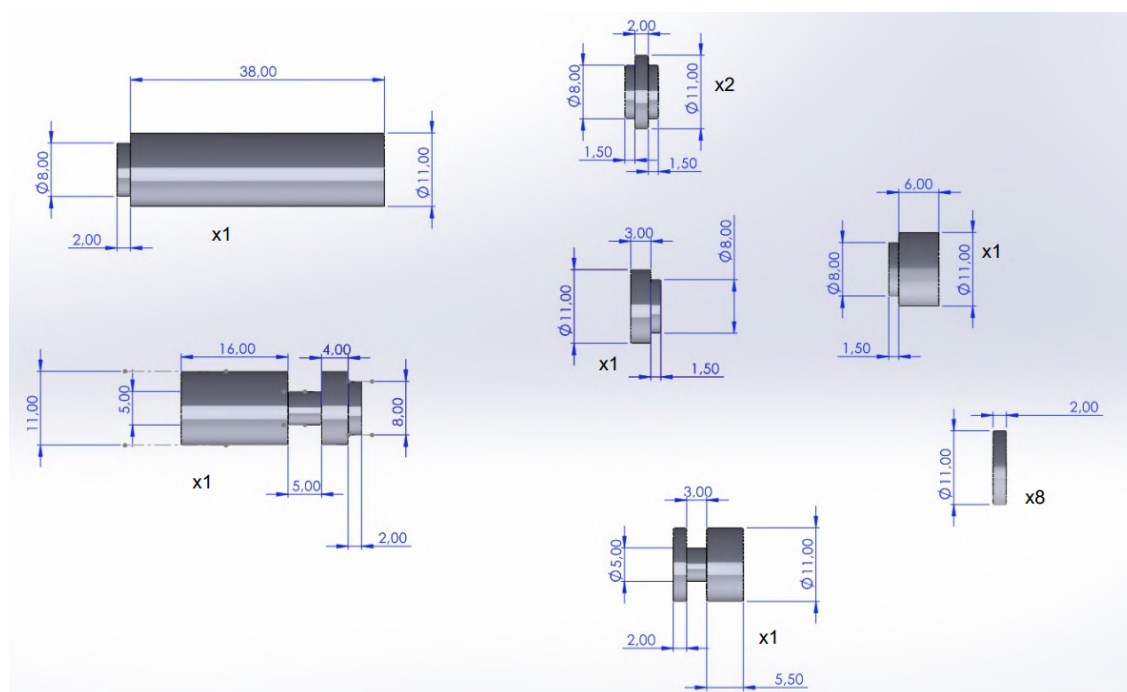


FIGURE 5.11 Modélisation des pièces en nylon qui nous permettront de réaliser les liaisons mécaniques avec les autres composants du système

## 5.6 Modélisation 3D du dispositif expérimental sur SolidWorks

Comme pour la modélisation du système précédent réalisé par impression 3D, le logiciel SOLIDWORKS a été retenu pour la conception du nouveau dispositif expérimental intégrant un cylindre en fibre de carbone. Ce choix repose sur sa capacité à générer des assemblages paramétriques complexes, à anticiper les interférences mécaniques et à produire des mises en plan précises en vue de la fabrication. L'expérience acquise lors de la première phase de conception a ainsi été directement réinvestie pour modéliser ce nouveau système, plus rigide et mieux adapté aux exigences dynamiques de l'étude.

La démarche adoptée consiste à modéliser individuellement les principales composantes du dispositif avant d'en réaliser un assemblage complet. Le modèle intègre notamment la vitre de plexiglas inférieure, servant de support mécanique, ainsi que la vitre supérieure, assurant le confinement du système tout en autorisant l'observation du cylindre. Le cylindre lui-même, fabriqué en fibre de carbone, a été représenté avec ses interfaces d'accroche pour les bielles de guidage et les ressorts de rappel.

Chaque sous-partie fait l'objet d'une modélisation détaillée, tenant compte des contraintes d'usinage et des conditions expérimentales. La modélisation complète permet d'évaluer l'encombrement du dispositif, de vérifier la compatibilité géométrique entre les pièces, et de simuler le mouvement du cylindre dans le plan  $XY$ , en s'assurant de l'absence d'interférences lors de son déplacement.

L'assemblage final constitue une étape clé du processus de conception, permettant de valider virtuellement le bon fonctionnement du dispositif avant sa mise en fabrication. Il offre également une base solide pour la réalisation des plans techniques nécessaires à l'usinage des composants.

### 5.6.1 Modélisation de la vitre de plexiglas inférieure

La modélisation de la vitre de plexiglas inférieure a été adaptée par rapport à celle du dispositif précédent en impression 3D, afin de répondre aux exigences de symétrie introduites par le nouveau système en fibre de carbone. Étant donné que le mouvement plan  $XY$  est désormais guidé par un mécanisme de type bielle-manivelle et non plus par glissement plan sur plan, il n'est plus nécessaire d'intégrer une plaque support réglable ni de déflecteurs comme c'était le cas auparavant.

Dans cette nouvelle configuration, une poche a été usinée directement dans la vitre de plexiglas inférieure afin d'y intégrer les composants de guidage placés sous le cylindre, assurant ainsi une symétrie fonctionnelle avec les éléments supérieurs. Cette modification permet au

système mobile d'évoluer dans un environnement d'eau stagnante sur ses deux faces, condition essentielle pour préserver un équilibre hydrodynamique rigoureux. Afin de garantir la stabilité du cylindre autour de sa position d'équilibre et d'assurer une raideur globale isotrope, comme cela avait été fait dans la première version du dispositif en ABS, quatre trous supplémentaires ont été usinés dans cette poche. Ces derniers permettent l'insertion de goujons d'ancrage pour la fixation des ressorts de rappel. Cette configuration assure une répartition équilibrée des efforts de rappel et participe activement à la fidélité du mouvement bidimensionnel recherché.

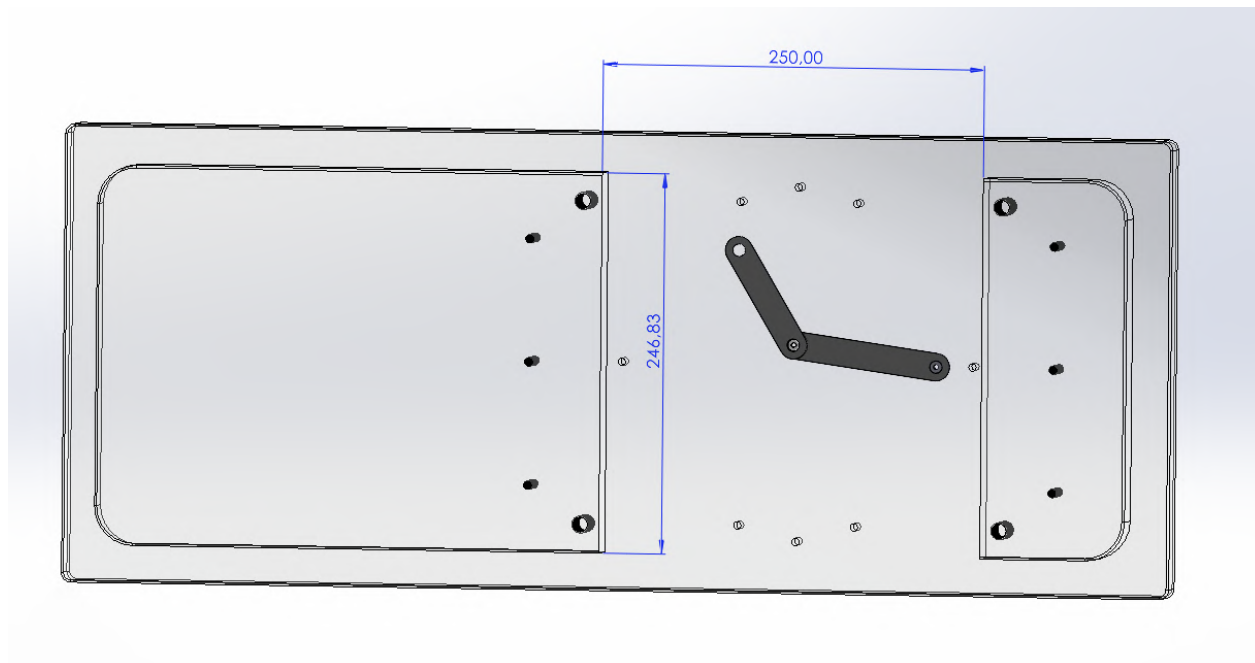


FIGURE 5.12 Modélisation de la vitre de plexiglas inférieure dans la nouvelle conception sur SOLIDWORKS.

Par ailleurs, la plaque en acier inoxydable utilisée précédemment est conservée, mais sa fonction est révisée. Elle ne sert plus de support ajustable, mais permet désormais de contenir le mouvement du cylindre. Pour cela, elle est usinée afin de reproduire la géométrie de la poche présente dans la fenêtre de plexiglas. Afin de faciliter le montage, la plaque est divisée en deux parties distinctes, directement fixées par vis sur la vitre inférieure. Des entretoises en ABS sont insérées dans la poche de la fenêtre afin de supporter le poids de la plaque et d'assurer une répartition homogène des efforts mécaniques.

### 5.6.2 Modélisation de la fenêtre de plexiglas supérieure

Comme pour la version initiale du dispositif réalisé en impression 3D, la fenêtre de plexiglas supérieure conserve sa géométrie et sa configuration d'origine. Aucun ajustement majeur

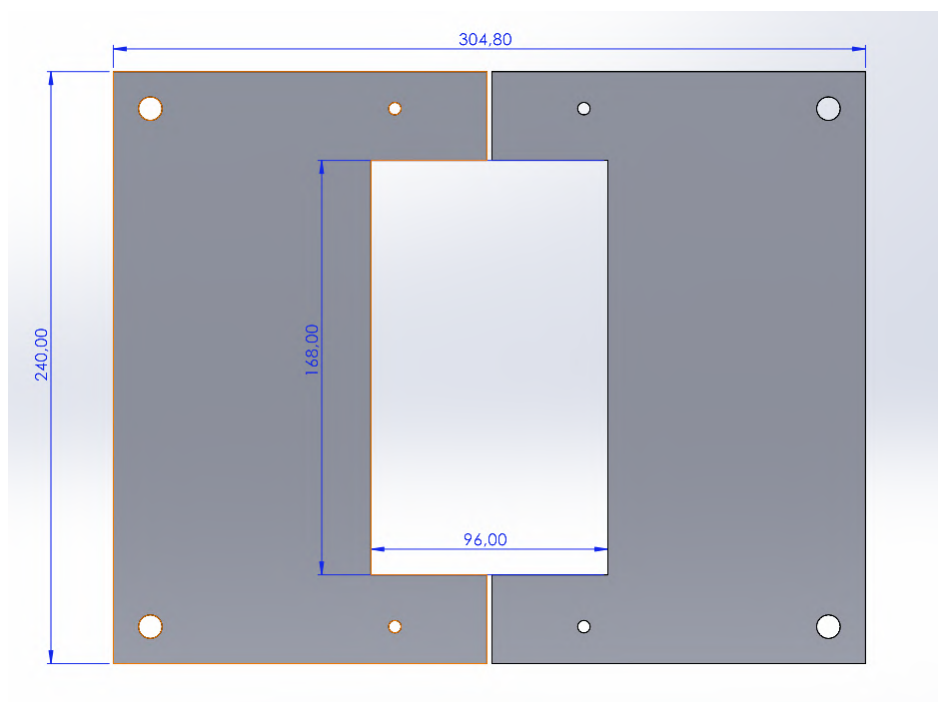


FIGURE 5.13 Modélisation de la plaque en acier inoxydable dans la nouvelle conception sur SOLIDWORKS.

n'a été jugé nécessaire dans cette nouvelle itération du système, les contraintes mécaniques et fonctionnelles s'avérant identiques. Ainsi, les dimensions, les perçages et les interfaces d'assemblage de cette pièce ont été directement repris dans la modélisation sans modification, ce qui a permis de simplifier le travail de conception tout en assurant une compatibilité parfaite avec le reste de l'assemblage.

### 5.6.3 Modélisation du cylindre

Dans la continuité de l'assemblage virtuel présenté précédemment, la modélisation du cylindre constitue une étape centrale de la conception tridimensionnelle du dispositif expérimental. Cette modélisation inclut non seulement le cylindre en fibre de carbone lui-même, mais également l'ensemble des interfaces mécaniques assurant son guidage dans le plan  $XY$ , en interaction avec les bielles de transmission et les arbres de liaison.

L'objectif principal de cette modélisation est double. D'une part, elle permet de visualiser avec précision l'agencement des pièces responsables du mouvement bidimensionnel, afin de s'assurer de leur compatibilité géométrique et de leur intégration harmonieuse dans l'assemblage global. D'autre part, ce modèle numérique sert de support pour la fabrication d'un prototype en ABS imprimé en 3D, visible en Fig. 5.14. Ce prototype, bien que réalisé dans

un matériau différent, permet d'anticiper d'éventuelles difficultés lors de l'assemblage final lorsque les composants seront fabriqués en fibre de carbone et en nylon.



FIGURE 5.14 Photographie du prototype imprimé en 3D du nouveau système se basant sur un cylindre en fibre de carbone.

Cette phase de conception a également mis en évidence une contrainte importante liée au changement de méthode d'assemblage. Contrairement à la configuration initiale, dans laquelle l'impression 3D permettait d'assurer un positionnement et une orientation précise entre le cylindre et les *splitter plates*, la nouvelle approche repose sur des pièces usinées séparément. Dès lors, il est devenu nécessaire d'introduire un dispositif mécanique de centrage pour garantir l'alignement axial et angulaire des éléments au moment de leur collage.

Deux options ont été envisagées pour ce centrage : une pièce interne s'insérant dans le cylindre, et une pièce externe venant l'envelopper partiellement. Après évaluation, la solution interne a été retenue. Elle présente plusieurs avantages, notamment une meilleure surface de contact pour le collage, une capacité à reprendre les efforts de flexion transmis entre les *splitter plates* et les arbres en nylon, et une géométrie facilitant l'alignement des arbres en nylon lors de l'assemblage.

La figure 5.16 présente la modélisation complète du système en mouvement.

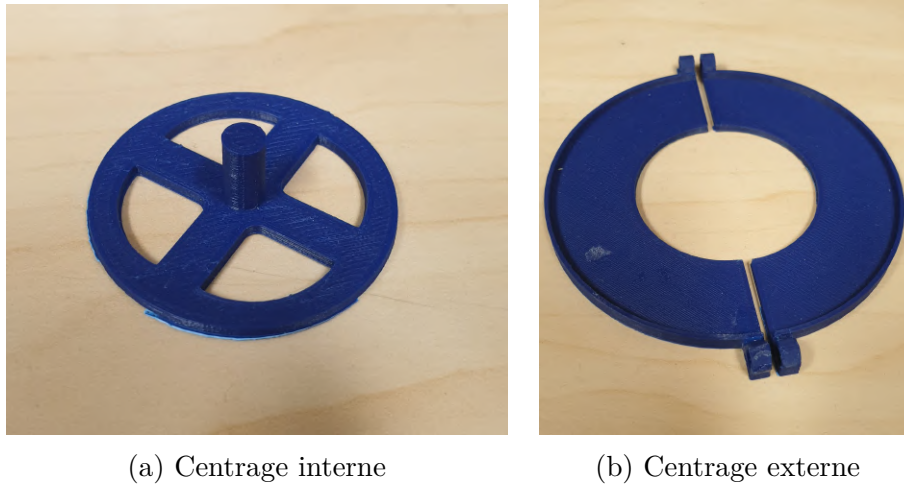


FIGURE 5.15 Pièces imprimées en 3D permettant d'assurer la coaxialité entre le cylindre et les *splitter plates*.

#### 5.6.4 Assemblage tridimensionnel complet du dispositif expérimental

Une fois toutes les pièces modélisées individuellement, un assemblage complet est réalisé sur SOLIDWORKS. Cette étape permet de vérifier les tolérances d'assemblage, les jeux fonctionnels, ainsi que les éventuels conflits de volume. L'assemblage 3D constitue également un outil de visualisation essentiel pour la communication du projet, ainsi qu'une base pour l'extraction de dessins techniques pour l'usinage.

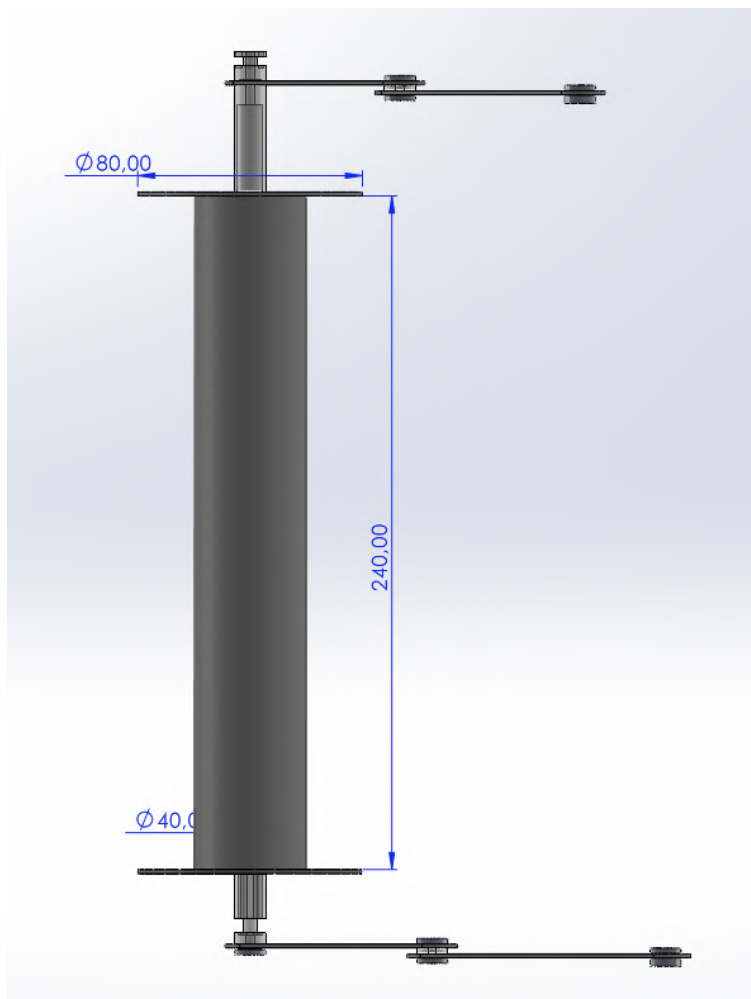


FIGURE 5.16 Modélisation complète du système en mouvement comportant les pièces en fibre de carbone et en nylon sur SOLIDWORKS

### 5.7 Calcul du ratio de masse du système pour un cylindre de diamètre 42 mm

L'estimation du ratio de masse  $m^*$ , défini comme le rapport entre la masse du système mobile et celle du fluide déplacé, est cruciale pour s'assurer que le comportement dynamique reste dans le régime subcritique, en particulier en maintenant  $m^* < 0.54$ , comme établi dans la littérature.

Afin d'évaluer ce paramètre pour la nouvelle conception, le logiciel SOLIDWORKS a été utilisé pour extraire les propriétés physiques des différentes pièces à partir de leur géométrie 3D. Les matériaux ont été assignés à chaque composant pour permettre le calcul automatique des masses et volumes immergés. Les valeurs de masse volumique retenues pour cette analyse sont résumées dans le tableau 5.1.

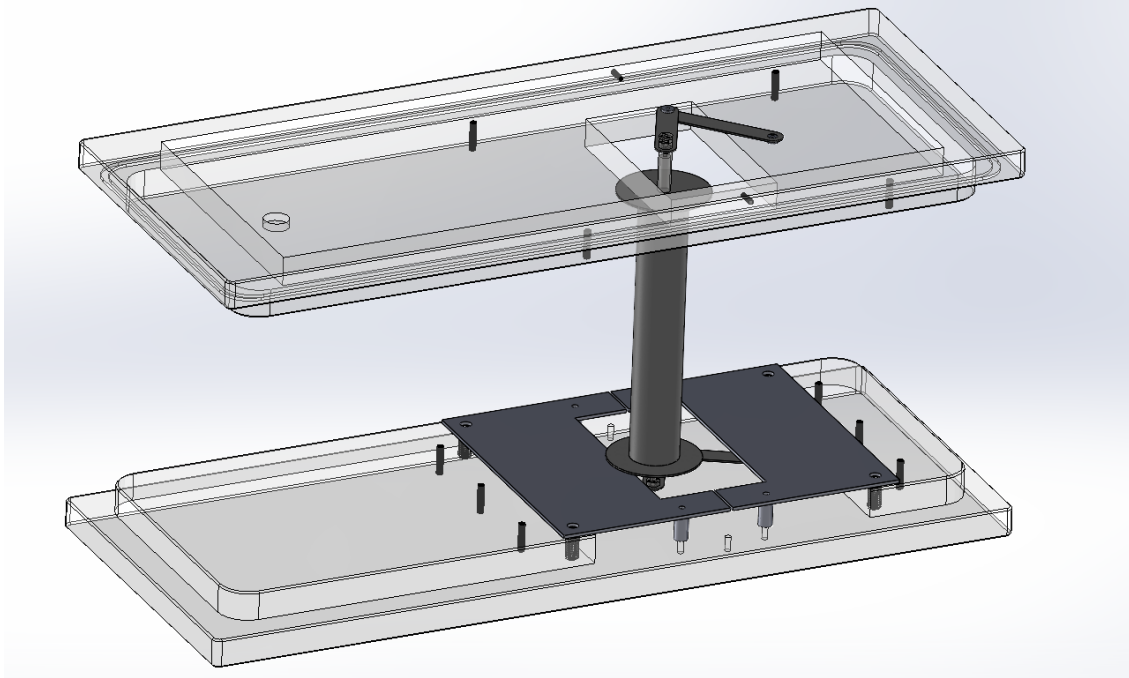


FIGURE 5.17 Modélisation de l'assemblage tridimensionnel complet de la nouvelle conception se basant sur un cylindre en fibre de carbone.

TABLEAU 5.1 Masse volumique des matériaux assignés dans SOLIDWORKS

| Matériau                             | Nylon 6/10 | Fibre de carbone |
|--------------------------------------|------------|------------------|
| Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> ) | 1400       | 1800             |

Une fois les propriétés mécaniques attribuées, la masse et le volume immergé de chaque composant sont extraits. On peut ainsi déduire grâce à un assemblage SOLIDWORKS :

$$m_{\text{système}} = 105.73 \text{ g} \quad (5.55)$$

$$V_{\text{système}} = 332192.45 \text{ mm}^3 \quad (5.56)$$

On peut ainsi déduire facilement le ratio de masse de notre système composé d'un assemblage de pièces en fibre de carbone et nylon.

$$m^* = \frac{m_{\text{système}}}{\rho_{\text{eau}} \cdot V_{\text{système}}} \quad (5.57)$$

$$m^* = \frac{105.73}{10^{-3} \cdot 332192.45} \quad (5.58)$$

$$m^* = 0.32 \quad (5.59)$$

Ce résultat indique que le ratio de masse du système est inférieur au seuil critique établi, ce qui confirme que la conception retenue est conforme aux exigences dynamiques fixées par notre problématique de recherche.

## 5.8 Incertitudes liées au calcul du ratio de masse du système en fibre de carbone

Comme mentionné précédemment lors de l'évaluation du ratio de masse des ressorts, l'énergie cinétique constitue la base de l'identification de la masse équivalente des pièces en mouvement. Toutefois, dans ce premier calcul, seules les dimensions volumiques des bielles avaient été considérées, en se limitant ainsi à leur vitesse linéaire, sans prendre en compte leur contribution due au mouvement de rotation. Or, lorsque le cylindre décrira une trajectoire de type lemniscate, les bielles de guidage seront nécessairement entraînées en rotation. Par conséquent, les sections suivantes seront consacrées à l'estimation des incertitudes liées à cette approximation dans le calcul du ratio de masse du système.

### 5.8.1 Calcul de l'énergie cinétique du système bielle-manivelle avec longueurs $L_1$ et $L_2$

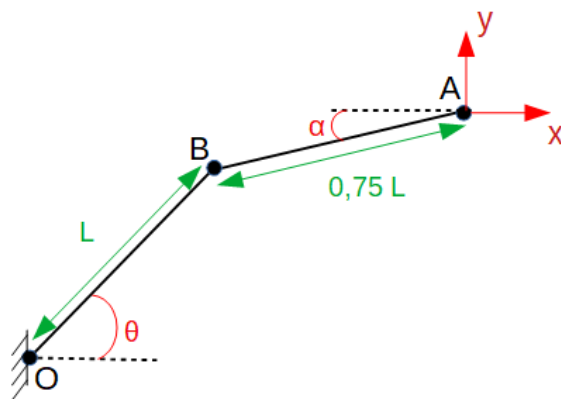


FIGURE 5.18 Schéma du calcul de l'énergie cinétique du système bielle-manivelle

On considère un mécanisme constitué de deux bielles :

- La bielle  $OB$ , de longueur  $L_1$ , masse  $m_1$ , avec son centre de masse  $G_1$  situé à  $L_1/2$  de  $O$ .
- La bielle  $BA$ , de longueur  $L_2$ , masse  $m_2$ , avec son centre de masse  $G_2$  situé à  $L_2/2$  de  $B$ .

Le point  $A$  a une masse  $m_A$  et se déplace librement dans le plan  $(x, y)$ . Les angles d'orientation sont  $\theta(t)$  pour la bielle  $OB$  et  $\alpha(t)$  pour la bielle  $BA$ , avec vitesses angulaires respectives  $\dot{\theta}$  et  $\dot{\alpha}$ .

Les moments d'inertie autour de l'axe perpendiculaire au plan sont :

$$J_1 = \frac{1}{12}m_1L_1^2, \quad J_2 = \frac{1}{12}m_2L_2^2. \quad (5.60)$$

### Vitesses des centres de masse

**Bielle  $OB$  :** Le centre de masse  $G_1$  est à une distance  $L_1/2$  de  $O$ , donc :

$$\|\vec{v}_{G_1}\|^2 = \left(\frac{L_1}{2}\right)^2 \dot{\theta}^2 = \frac{L_1^2}{4} \dot{\theta}^2. \quad (5.61)$$

**Point  $B$  :**

$$\vec{v}_B = L_1 \dot{\theta} \begin{pmatrix} -\sin \theta \\ \cos \theta \end{pmatrix}, \quad \|\vec{v}_B\|^2 = L_1^2 \dot{\theta}^2. \quad (5.62)$$

**Bielle  $BA$  :** Le centre de masse  $G_2$  est à  $L_2/2$  de  $B$ , donc :

$$\vec{v}_{G_2} = \vec{v}_B + \frac{L_2}{2} \dot{\alpha} \begin{pmatrix} -\sin \alpha \\ \cos \alpha \end{pmatrix}. \quad (5.63)$$

On obtient, en développant le carré de la norme :

$$\begin{aligned} \|\vec{v}_{G_2}\|^2 &= \|\vec{v}_B\|^2 + \left\| \frac{L_2}{2} \dot{\alpha} \begin{pmatrix} -\sin \alpha \\ \cos \alpha \end{pmatrix} \right\|^2 + 2 \vec{v}_B \cdot \frac{L_2}{2} \dot{\alpha} \begin{pmatrix} -\sin \alpha \\ \cos \alpha \end{pmatrix} \\ &= L_1^2 \dot{\theta}^2 + \frac{L_2^2}{4} \dot{\alpha}^2 + L_1 L_2 \dot{\theta} \dot{\alpha} \cos(\theta - \alpha). \end{aligned} \quad (5.64)$$

### Énergie cinétique totale

L'énergie cinétique totale s'écrit :

$$E_c = \frac{1}{2}m_A \|\vec{v}_A\|^2 + \frac{1}{2}m_1 \|\vec{v}_{G_1}\|^2 + \frac{1}{2}J_1 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_2 \|\vec{v}_{G_2}\|^2 + \frac{1}{2}J_2 \dot{\alpha}^2. \quad (5.65)$$

En remplaçant chaque terme :

$$E_c = \frac{1}{2}m_A\|\vec{v}_A\|^2 + \frac{1}{2}m_1 \cdot \frac{L_1^2}{4}\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{12}m_1L_1^2\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_2 \left( L_1^2\dot{\theta}^2 + \frac{L_2^2}{4}\dot{\alpha}^2 + L_1L_2\dot{\theta}\dot{\alpha}\cos(\theta - \alpha) \right) + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{12}m_2L_2^2\dot{\alpha}^2. \quad (5.66)$$

### Regroupement des termes

**Terme en  $\dot{\theta}^2$  :**

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}m_1\frac{L_1^2}{4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{12}m_1L_1^2 + \frac{1}{2}m_2L_1^2 &= \left( \frac{1}{8} + \frac{1}{24} \right) m_1L_1^2 + \frac{1}{2}m_2L_1^2 \\ &= \frac{1}{6}m_1L_1^2 + \frac{1}{2}m_2L_1^2. \end{aligned} \quad (5.67)$$

**Terme en  $\dot{\alpha}^2$  :**

$$\frac{1}{2}m_2\frac{L_2^2}{4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{12}m_2L_2^2 = \left( \frac{1}{8} + \frac{1}{24} \right) m_2L_2^2 = \frac{1}{6}m_2L_2^2. \quad (5.68)$$

**Terme de couplage  $\dot{\theta}\dot{\alpha}$  :**

$$\frac{1}{2}m_2L_1L_2\dot{\theta}\dot{\alpha}\cos(\theta - \alpha). \quad (5.69)$$

### Forme finale

On obtient donc :

$$\boxed{E_c = \frac{1}{2}m_A\|\vec{v}_A\|^2 + \left( \frac{1}{6}m_1 + \frac{1}{2}m_2 \right) L_1^2\dot{\theta}^2 + \frac{1}{6}m_2L_2^2\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}m_2L_1L_2\dot{\theta}\dot{\alpha}\cos(\theta - \alpha)} \quad (5.70)$$

Cette expression est directement généralisable à toute configuration où  $L_1$  et  $L_2$  sont arbitraires. Dans notre cas, on a  $L_1 = 94mm$ ,  $L_2 = 71mm$ ,  $m_1 = 4.98g$  et  $m_2 = 3.87g$ .

### 5.8.2 Calcul des angles $\theta$ et $\alpha$ et des vitesses angulaires respectives

On fait ici une étude géométrique du système bielle-manivelle.

$$\begin{cases} L_1 \cos \theta + L_2 \cos \alpha = x + x_0 \\ L_1 \sin \theta + L_2 \sin \alpha = y + y_0 \end{cases} \quad (5.71)$$

(5.72)

$$\Leftrightarrow \begin{cases} \cos \theta = \frac{x + x_0 - L_2 \cos \alpha}{L_1} \\ \sin \theta = \frac{y + y_0 - L_2 \sin \alpha}{L_1} \end{cases} \quad (5.73)$$

On obtient ainsi :

$$L_1^2 = (x + x_0 - L_2 \cos \alpha)^2 + (y + y_0 - L_2 \sin \alpha)^2 \quad (5.74)$$

(5.75)

$$L_1^2 = (x + x_0)^2 + (y + y_0)^2 + L_2^2 - 2L_2 [(x + x_0) \cos \alpha + (y + y_0) \sin \alpha] \quad (5.76)$$

De même pour les vitesses angulaires, on obtient :

$$\begin{cases} -L_1 \dot{\theta} \sin \theta - L_2 \dot{\alpha} \sin \alpha = \dot{x} \\ L_1 \dot{\theta} \cos \theta + L_2 \dot{\alpha} \cos \alpha = \dot{y} \end{cases} \quad (5.77)$$

(5.78)

$$\Leftrightarrow \begin{cases} \cos \theta = \frac{\dot{y} - L_2 \dot{\alpha} \cos \alpha}{L_1 \dot{\theta}} \\ \sin \theta = -\frac{\dot{x} + L_2 \dot{\alpha} \sin \alpha}{L_1 \dot{\theta}} \end{cases} \quad (5.79)$$

On obtient ainsi :

$$L_1^2 \dot{\theta}^2 = (\dot{y} - L_2 \dot{\alpha} \cos \alpha)^2 + (\dot{x} + L_2 \dot{\alpha} \sin \alpha)^2 \quad (5.80)$$

$$(5.81)$$

$$L_1^2 \dot{\theta}^2 = \dot{x}^2 + \dot{y}^2 + L_2^2 \dot{\alpha}^2 + 2L_2 \dot{\alpha} [\dot{x} \sin \alpha - \dot{y} \cos \alpha] \quad (5.82)$$

On peut aussi écrire que :

$$L_1^2 \dot{\theta}^2 \sin^2 \theta + L_2^2 \dot{\alpha}^2 \sin^2 \alpha + 2L_1 L_2 \dot{\alpha} \dot{\theta} \sin \theta \sin \alpha \quad (5.83)$$

$$+ L_1^2 \dot{\theta}^2 \cos^2 \theta + L_2^2 \dot{\alpha}^2 \cos^2 \alpha + 2L_1 L_2 \dot{\alpha} \dot{\theta} \cos \theta \cos \alpha = \dot{x}^2 + \dot{y}^2 \quad (5.84)$$

D'où :

$$L_1^2 \dot{\theta}^2 + L_2^2 \dot{\alpha}^2 + 2L_1 L_2 \dot{\alpha} \dot{\theta} \cos(\theta - \alpha) = \dot{x}^2 + \dot{y}^2 \quad (5.85)$$

### 5.8.3 Comparatif des deux méthodes permettant d'identifier les incertitudes de calcul

À l'aide d'un code informatique simulant le mouvement en lemniscate du cylindre, il est possible de déterminer les angles ainsi que les vitesses angulaires correspondant aux conditions pour lesquelles l'énergie cinétique du système atteint sa valeur maximale. En procédant à une comparaison entre les équations (5.70) et (5.85), il sera alors possible d'identifier et de quantifier les incertitudes associées au calcul.

$$\begin{cases} \left( \frac{1}{6}m_1 + \frac{1}{2}m_2 \right) L_1^2 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{6}m_2 L_2^2 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}m_2 L_1 L_2 \dot{\theta} \dot{\alpha} \cos(\theta - \alpha) \\ \frac{1}{2}m_A (L_1^2 \dot{\theta}^2 + L_2^2 \dot{\alpha}^2 + 2L_1 L_2 \dot{\alpha} \dot{\theta} \cos(\theta - \alpha)) = \frac{1}{2}m_A (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \end{cases} \quad (5.86)$$

Le code informatique nous indique les valeurs suivantes :

$$\theta = 57.47^\circ \quad (5.87)$$

$$\alpha = 11.99^\circ \quad (5.88)$$

$$\dot{\theta} = -0.371 \text{ rad/s} \quad (5.89)$$

$$\dot{\alpha} = 1.9989 \text{ rad/s} \quad (5.90)$$

On en déduit donc que :

$$\begin{cases} \left(\frac{1}{6}m_1 + \frac{1}{2}m_2\right) L_1^2 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{6}m_2 L_2^2 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}m_2 L_1 L_2 \dot{\theta} \dot{\alpha} \cos(\theta - \alpha) = 9.64 \cdot 10^{-3} \text{ J} \\ \frac{1}{2}m_A(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) = \frac{1}{2}m_A(L_1^2 \dot{\theta}^2 + L_2^2 \dot{\alpha}^2 + 2L_1 L_2 \dot{\theta} \dot{\alpha} \cos(\theta - \alpha)) = 0.634 \text{ J} \end{cases} \quad (5.91)$$

Ainsi, on obtient une incertitude de calcul de :

$$\epsilon = \frac{0.634 + 9.64 \cdot 10^{-3} - 0.634}{0.634 + 9.64 \cdot 10^{-3}} = 1.50\% \quad (5.92)$$

Cela conduit à une incertitude estimée à 1.5 % sur la masse équivalente du système bielle–manivelle. Cette approximation se traduit, à l'échelle du système global, par une erreur relative négligeable évaluée à  $\epsilon = 0.50\%$  dans le calcul du ratio de masse.

## 5.9 Conclusion

Ce chapitre a permis de présenter en détail la nouvelle conception du dispositif expérimental centrée sur l'utilisation de la fibre de carbone comme matériau principal. Cette révision s'est imposée suite aux limitations observées avec les pièces imprimées en ABS, en particulier le manque de rigidité, le gauchissement des composants structurels, ainsi que les valeurs d'amortissement structurel nettement supérieures à celles recensées dans la littérature.

La modélisation par éléments finis du cylindre sur ABAQUS a permis de valider sa tenue mécanique sous sollicitations typiques (flexion et pression répartie), avec des déformations largement inférieures aux seuils admissibles. L'introduction d'un mécanisme de guidage fondé sur l'utilisation de bielles a permis de contourner les problèmes liés aux frottements de glissement tout en assurant une liberté de mouvement dans le plan  $XY$ , indispensable à l'étude des vibrations induites par vortex.

La modélisation 3D complète du dispositif sur SOLIDWORKS, incluant le cylindre, les nouvelles vitres de plexiglas, ainsi que l'assemblage complet, a permis d'anticiper les contraintes d'intégration et de fabrication. Elle a également servi de base à l'estimation du ratio de masse  $m^*$ , dont la valeur obtenue ( $m^* = 0.32$ ) confirme que la configuration actuelle reste dans le régime sub-critique.

Cette nouvelle conception constitue ainsi une avancée significative dans le développement d'un banc d'essai fiable, mécaniquement robuste et adapté à l'analyse des phénomènes de VIV en fluide confiné. Elle ouvre la voie à la mise en œuvre des essais expérimentaux, lesquels seront réalisés dans des projets futurs.

## CHAPITRE 6 CONCLUSION

Pour conclure, cette section présente une synthèse des travaux effectués dans le cadre de cette maîtrise, en exposant les principaux résultats, les limitations rencontrées ainsi que les pistes potentielles pour des recherches ultérieures.

### 6.1 Synthèse des travaux

Ce mémoire s'inscrit dans le cadre d'une démarche visant à concevoir un banc d'essai permettant l'analyse expérimentale de l'interaction fluide-structure sur un cylindre élastique. L'objectif principal consistait à développer un dispositif mécanique autorisant un mouvement bidimensionnel dans le plan  $XY$ , afin de quantifier de manière fiable les déplacements du cylindre sous l'effet des forces hydrodynamiques, en particulier dans le contexte des vibrations induites par vortex. L'ensemble des travaux présentés répond à cette problématique par une approche de conception structurée, s'appuyant à la fois sur des considérations mécaniques, géométriques et expérimentales.

Une première version du dispositif, imprimée en ABS, a permis de valider les principes de fonctionnement tout en mettant en évidence plusieurs limitations, notamment liées à la déformation excessive des pièces et à l'instabilité du guidage plan sur plan. Ces constats ont motivé une reconception complète, intégrant des matériaux à plus haute rigidité, en particulier la fibre de carbone, pour améliorer la fidélité dynamique du système.

Le nouveau dispositif repose sur un système de guidage fondé sur un mécanisme bielle-manivelle, assurant une translation bidimensionnelle libre tout en limitant les degrés de liberté parasites. Le cylindre en fibre de carbone, redimensionné pour s'adapter à cette architecture, a été soumis à des analyses mécaniques via le logiciel ABAQUS, afin de valider sa tenue sous chargement en flexion, en pression et en conditions combinées. Les simulations montrent que les déformations maximales restent largement inférieures au seuil critique de 1 % du diamètre, garantissant ainsi la stabilité géométrique de l'ensemble lors des expériences.

Une modélisation tridimensionnelle complète a été réalisée sur SOLIDWORKS, permettant de valider les interfaces mécaniques, de simuler le comportement cinématique du système et de calculer les paramètres physiques du montage. Le ratio de masse estimé à  $m^* = 0,32$  confirme que le dispositif opère dans un régime favorable à l'apparition des VIV d'amplitude élevée en régime subcritique.

Ainsi, les travaux menés ont permis de concevoir un dispositif expérimental robuste, optimisé

pour l'étude des VIV, répondant pleinement aux objectifs initiaux du projet. Cette base expérimentale ouvre la voie à des campagnes de mesure plus précises, en écoulement réel, et à une meilleure compréhension des couplages dynamiques entre fluide et structure.

## **6.2 Limitations de la solution proposée et perspectives d'amélioration**

En raison des délais inhérents à l'usinage et à la fabrication des composants au sein de l'atelier de Polytechnique, il n'a pas été possible de réaliser la production complète des pièces constituant le nouveau système en fibre de carbone. Ainsi, bien que la modélisation du dispositif ait été finalisée, l'assemblage intégral sera effectué dans le cadre de travaux futurs. Par ailleurs, il serait pertinent de reproduire les expérimentations initialement menées avec la conception en ABS afin de déterminer précisément le ratio d'amortissement structurel  $\zeta_a$  ainsi que le ratio de masse  $m^*$  du nouveau dispositif. De plus, l'influence de l'effort de serrage des bielles sur les composants en nylon, en particulier son impact sur la flexion et les caractéristiques d'amortissement, mérite une investigation approfondie.

## RÉFÉRENCES

- [1] International Energy Agency, *World Energy Outlook 2018*, 2018. [En ligne]. Disponible : [https://iea.blob.core.windows.net/assets/77ecf96c-5f4b-4d0d-9d93-d81b938217cb/World\\_Energy\\_Outlook\\_2018.pdf](https://iea.blob.core.windows.net/assets/77ecf96c-5f4b-4d0d-9d93-d81b938217cb/World_Energy_Outlook_2018.pdf)
- [2] S. Étienne and D. Pelletier, *The low Reynolds number limit of vortex-induced vibrations*, Journal of Fluids and Structures, vol. 31, pp. 18–29, 2012.
- [3] K. R. Yu, A. Hay, D. Pelletier, and S. Étienne, *Two degrees of freedom vortex-induced vibration responses with zero mass and damping at low Reynolds number*, Journal of Fluids and Structures, vol. 83, pp. 218–237, 2018.
- [4] Grouthier C., Michelin S., & de Langre E. , *Energy harvesting by vortex-induced vibrations in slender structures*. Journal of Fluids and Structures, 42, 578–595, 2013.
- [5] Govardhan R. & Williamson C.H.K., *Resonance forever : existence of a critical mass and an infinite regime of resonance in vortex-induced vibration*, 2006.
- [6] Modir A. & Goudarzi N., *Experimental investigation of Reynolds number and spring stiffness effects on vortex induced vibrations of a rigid circular cylinder*, 2025.
- [7] Konstantinidis E. et al., *Phase dynamics of effective drag and lift components in vortex-induced vibration at low mass–damping*, 2025.
- [8] Bourguet R. & Mathis R., *A wind tunnel investigation of the effects of end and laminar/turbulent inflow conditions on cylinder vortex-induced vibration*, 2025.
- [9] Assi G.R.S., *Wake-induced vibration of tandem cylinders of different diameters*, 2025.
- [10] N. Jauvtis & C.H.K. Williamson, *Vortex-induced vibration of a cylinder with two degrees of freedom*, 2003.
- [11] B. Stappenbelt, F. Lalji & G. Tan, *Low mass ratio vortex-induced motion*, 2007.
- [12] N. Srinil, B. Ma & L. Zhang, *Experimental investigation on in-plane/out-of-plane VIV of curved cylinder in parallel and perpendicular flows*, 2014.
- [13] Clara V. Encke & E.D. Gedikli, *Experimental Investigation of a Pivoted Cylinder Undergoing Vortex-Induced Vibrations*, 2025.
- [14] Yan N. Aye & Narakorn Srinil, *Experimental observation on chaotic vortex-induced vibration of circular cylinder in turbulent flow*, 2025.
- [15] Z. Kang, L. Jia, L. Sun, and W. Liang, *Design and analysis of typical buoyancy tank riser tensioner systems*, Journal of Marine Science and Application, vol. 11, no. 3, pp. 351–360, 2012.

- [16] H. Mao, *Riser lift system for deep sea mining*, Master Thesis, Department of Marine Technology, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway, 2018.
- [17] Aronsen et al., *Experimental Investigation of Vortex-Induced Vibrations on an Elastically Mounted Cylinder at Moderate Reynolds Number*, 2013.
- [18] T. Ledoux, *Étude numérique et expérimentale de la dynamique d'une bouée sous-marine à cinq degrés de liberté*, 2023.