
Développement et optimisation d'un système hydrolien de production d'énergie basé sur les vibrations induites par vortex

N. Dellinger¹, P. François², R. Mosé³, D. Lefebure⁴

¹ Icube, 2 rue Boussingault 67000 Strasbourg, nicolas.dellinger@laposte.net

² Icube, 2 rue Boussingault 67000 Strasbourg,

³ Icube, 2 rue Boussingault 67000 Strasbourg, mose@unistra.fr

⁴ Icube, 2 rue Boussingault 67000 Strasbourg, lefebure.david@gmail.com

RÉSUMÉ. Nous présentons ici un système original, basé sur la résonance d'une structure induite par lâchés tourbillonnaires. Lorsqu'une barre de section quelconque est placée dans un écoulement, on observe à certains régimes de l'écoulement des lâchés de tourbillons de part et d'autre de la barre, induisant des efforts cycliques de sens opposés. Lorsque la barre est montée sur une structure flexible, son énergie mécanique de translation peut ensuite être transformée en énergie électrique. Dans notre cas, le dispositif expérimental est installé dans un canal à surface libre dont la vitesse incidente est comprise entre 0.5 et 1 m.s⁻¹. Un cylindre creux étanche et possédant un degré de liberté en translation verticale est plongé perpendiculairement à l'écoulement. Le cylindre revient en position grâce à l'action de ressorts à raideurs variables : cela permet de contrôler, dans un certain intervalle, la fréquence propre de la structure et ainsi d'amplifier les mouvements oscillatoires du cylindre en fonction de la vitesse d'écoulement du fluide. L'énergie mécanique de translation est ensuite transformée par une génératrice électrique asservie en couple ou en vitesse et entraînée par un système poulie-courroie. La mesure de la puissance de sortie permet d'optimiser la récupération d'énergie grâce à un algorithme implémenté dans la partie commande du système qui module le niveau de couple de la génératrice, ainsi que la raideur de la structure. Nous présentons deux méthodes (linéaire et non linéaire) de contrôle de la génératrice qui permettent de maximiser la puissance récupérée. La boucle de rétroaction est dans les deux cas constituée par les informations de couple et de vitesse de la génératrice, de la vitesse du fluide en amont du dispositif et, enfin, de la raideur de la structure. Une action correctrice de type PID est utilisée, permettant d'assurer la stabilité du système. Enfin, l'influence de l'action de contrôle sur le développement des instabilités derrière le cylindre est étudiée à partir de la mesure du profil de vitesse dans l'écoulement. Un système basé sur l'émission de deux ondes sonores permet de reconstruire localement le profil de vitesse.

ABSTRACT. This work presents an original hydrokinetic system based on the vortex induced vibrations (VIV) phenomenon where vortices are formed and shed on the downstream side of bluff bodies in a fluid current. The vortex shedding alternates from one side of a body to the other, thereby creating a pressure imbalance resulting in an oscillatory lift. In its simplest form, a converter modulus consists of an elastically mounted, rigid, circular cylinder on end-springs, undergoing flow-induced motion when it is exposed to transverse fluid flow. These vortices induce cyclic forces in opposite directions on the circular bar, which forces cause the cylinder to vibrate up and down. When the bar is mounted on a flexible structure, it is advantageous to ensure that the structure resonance pulsation is closer to the vortex shedding. This increases the range of motion and maximizes the recovered mechanical energy then converted into electrical energy. An experimental prototype was developed and tested in a free-surface water channel having a free-stream velocity between 0.5 and 1 m.s⁻¹. A sealed hollow cylinder with translational degree of freedom supported by a linear string is immersed in the flow. A particular feature of the presented system is to provide a variable stiffness using a leaf spring, which allows controlling the natural frequency of system to amplify the oscillatory movement as a function of flow speed. The leaf spring is mounted on two supports and the distance between supports is controlled by a step-motor. A power transmission belt system and an electric generator, which can be controlled either by torque or speed, are used to convert the translational mechanical energy. Linear and nonlinear control strategies were developed for optimizing the energy recovery. Control acts on the generator torque and the system stiffness based on generator power output measurements. A corrective PID action is used to ensure system stability. Finally, the influence of the control action on the development of instabilities behind the cylinder was studied using an ultrasonic-Doppler velocity profile measurement method.

MOTS-CLÉS : énergie, vibrations induites par vortex, cylindre, canal à surface libre

KEYWORDS: energy, vortex induces vibrations, cylinder, free-surface channel

1. Introduction

La demande croissante d'énergie à travers le monde nécessite le développement de systèmes de production d'énergie alternatifs, complémentaires et éco-durables. La dernière décennie a vu de grandes avancées en ce qui concerne le développement des systèmes hydroliens de production d'énergie électrique. Ces systèmes sont destinés en grande partie à des applications marine ou fluviale, et permettent de récupérer l'énergie cinétique des courants, pour des vitesses typiques supérieures à 2 m.s^{-1} . Pourtant très peu de systèmes sont efficaces lorsque l'énergie cinétique est diffuse, pour des courants dont la vitesse est de l'ordre du mètre par seconde. Ces vitesses sont pourtant représentative d'une part importante de sites, qui ne sont pas ainsi pas exploités. Les systèmes de récupération d'énergie cinétique des courants à faible vitesse présentent en ce sens un fort potentiel de développement.

Ces travaux présentent un système hydrolien original basé sur le phénomène de vibrations induites par vortex (VIV) sur un objet de géométrie cylindrique. Pour les conditions d'écoulement recherchées, la formation des vortex est alternée successivement au-dessus et en-dessous du corps immergé, créant par conséquent un déséquilibre de pression et, de ce fait, des efforts de portance et de trainé oscillatoires. Dans sa forme la plus simple, le module de conversion d'énergie étudié consiste en un cylindre rigide monté sur ressorts. Il subit un mouvement de translation alternatif, perpendiculaire au flux, dû au passage du fluide : les vortex induisent des forces cycliques, dont les composantes les plus importantes sont orientées perpendiculairement à l'écoulement, causant ainsi la vibration du cylindre. Comme le cylindre est monté sur une structure flexible, il faut veiller à ce que la pulsation de résonance de la structure soit au plus proche du détachement des tourbillons. Cela augmente l'amplitude de mouvement et maximise l'énergie mécanique de translation du cylindre qui pourra ensuite être convertie en énergie électrique.

Un prototype a été développé et testé dans le canal à surface libre dont la vitesse d'écoulement peut atteindre 1 m.s^{-1} . Un cylindre creux et étanche est immergé dans l'eau et intégré à un système mécanique permettant une translation verticale, perpendiculaire à la direction de l'écoulement. Le cylindre est maintenu sur une structure rigide par un ressort à lame. L'une des originalités de ce système consiste en la possibilité de pouvoir agir sur la rigidité du ressort à lame. Cela permet d'ajuster la fréquence propre de la partie mécanique afin d'amplifier les oscillations et ce en fonction de la vitesse incidente du fluide. Pour cela, le ressort à lame est monté sur deux appuis dont la distance est contrôlée par un moteur pas-à-pas. L'énergie mécanique de translation du cylindre est ensuite transmise à un générateur électrique via un système poulie-courroie. Le générateur peut aussi bien être contrôlé en couple qu'en vitesse de rotation. Des stratégies de contrôle linéaire et non-linéaires ont été développées pour optimiser la récupération d'énergie. Nous contrôlons en pratique le couple du générateur et la rigidité du système mécanique en fonction des mesures de puissance en sortie du générateur. Un régulateur PID est utilisé pour assurer la stabilité du système de régulation. Enfin, l'influence des stratégies de contrôle sur la création des instabilités en aval du cylindre ont été étudiées via l'utilisation de deux sondes ultrasons combinées.

2. Contexte

Aujourd'hui, le développement et la promotion des énergies renouvelables est un enjeu majeur. La génération d'énergie basée sur les vibrations induites par vortex est une technique innovante et prometteuse. Elle permet d'envisager la récupération de l'énergie cinétique des courants marins ou fluviaux à faibles vitesses, qui restent de nos jours inexploités.

Quand un cylindre rigide est immergé dans un écoulement, des vibrations forcées peuvent être observées. Cette interaction fluide-structure est dû à la résonance non-linéaire du cylindre qui a lieu lors de la synchronisation entre la formation de vortex – et les oscillations du cylindre (appelé également « lock-in »). Lorsque la synchronisation a lieu, l'amplitude des oscillations est la plus importante dans la direction transversale au flux d'écoulement. L'amplitude des oscillations est plus faible dans la direction de l'écoulement du fluide. Ainsi, le cylindre possède dans notre cas un degré de liberté en translation, perpendiculaires à la direction de l'écoulement. Notons que ce convertisseur récupère l'énergie à travers ces vibrations mais ne doit pas avoir pour effet de supprimer la synchronisation.

Pour un cylindre au repos, on admet que la fréquence de formation des vortex f_v est égale à la fréquence de Strouhal f_s . Cette fréquence est définie par le nombre de Strouhal :

$$St = \frac{f_s \cdot D}{V} \quad (1)$$

avec V la vitesse d'écoulement et D le diamètre du cylindre. On admet que pour un nombre de Reynolds (Re) égal ou supérieur à 10^4 , $St = 0, 2$. Dans ce cas, f_v est égal à f_s .

Lorsque la synchronisation apparait, nous admettons que la fréquence principale d'oscillation du cylindre dans l'eau $f_{c,eau}$ est égale à la fréquence de formation du vortex f_v . On notera comme le souligne Williamson [X] que selon l'écoulement, différents modes de formation de vortex peuvent exister. Il existe une terminologie qui permet de distinguer ces différents modes. Il est donc nécessaire de définir la fréquence caractéristique de formation de vortex $f_{v,m}$. Dans notre cas, on admet que la synchronisation engendre l'égalité suivante :

$$f_{c,eau} = f_{v,m} = f_v \quad (2)$$

Lors d'une synchronisation, f_v et donc $f_{v,m}$ se distinguent nettement de f_s . Celle-ci dépend du nombre de Reynolds, du ratio de masse m^* et de la fréquence naturelle de vibration du corps dans l'eau $f_{o,eau}$ (prenant en compte d'une masse ajoutée). Cette dernière est donnée par l'équation suivante :

$$f_{o,eau} = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq} + m_a}} \quad (3)$$

avec m_a la masse ajoutée : $m_a = Ca \times \rho_f \times V_{cyl}$, Ca le coefficient de masse ajoutée, V_{cyl} le volume du cylindre immergé et m_{eq} la masse équivalente en translation verticale. Ca a été déterminé par Rajaon [1] pour des expérimentations dans l'eau proches de la surface libre. Ce coefficient est dépendant de l'amplitude des oscillations et ses valeurs sont comprises entre 0,5 et 2. Nous choisirons néanmoins de considérer Ca égal à 1 et ce quelle que soit l'amplitude des oscillations. Le ratio m^* est donné par l'équation :

$$m^* = \frac{m_{eq}}{m_a} \quad (4)$$

Selon M. Bernitsas[?], lorsque la synchronisation a lieu pour de grandes valeurs m^* , le ratio $f_{c,eau}/f_{o,eau}$ est proche de 1. Pour de faibles valeurs de m^* , des valeurs significativement plus élevées sont observées pour $f_{c,eau}/f_{o,eau}$.

3. Le système de conversion d'énergie de l'eau

Comme vu précédemment, la synchronisation dépend des paramètres $f_{o,eau}$, m^* et Re . Tandis que Re dépend du flux d'écoulement et du diamètre du cylindre fixé, nous devons être capable d'ajuster $f_{o,eau}$ et de choisir un ratio de masse adapté à travers la conception de la partie mécanique.

3.1. Architecture technique

Le prototype expérimental est testé en canal à surface libre dans le laboratoire iCube (figure 2). La vitesse d'écoulement atteint une valeur comprise entre 0,5 et 1 $m.s^{-1}$. Le diamètre cylindre creux immergé dans l'eau a été déterminé pour obtenir une valeur de Re comprise entre $0,5.10^5$ et 1.10^5 .

Par la suite, nous considérerons le schéma donné en figure 1. Le cylindre supporté par le ressort a un degré de liberté vertical perpendiculaire à la direction d'écoulement (direction \vec{z}). On utilise un ressort à lame pour ajuster la valeur de la fréquence $f_{o,eau}$, monté sur deux supports dont la distance la les séparant est contrôlé par un moteur pas-à-pas. Dans ce cas, la raideur équivalente est notée k_{eq} .

L'énergie de translation mécanique est ensuite convertie par un générateur électrique G , à l'aide d'un système de transmission par courroie. Le générateur peut être aussi bien contrôlé par (torque) ou via sa vitesse de rotation par le servo-moteur. Un asservissement par régulation PID est utilisée pour assurer la stabilité du système. L'encodeur optique (Ta) est fourni pour mesurer la position et la vitesse du générateur (Ω_g). L'accélération a est mesurée par un accéléromètre (Acc). Nous utilisons un ordinateur couplé avec un appareil d'acquisition de données pour la mesure et le contrôle du générateur.

Pour estimer les pertes d'énergie dans la partie mécanique du système, on utilise un modèle linéaire classique. Nous introduirons un coefficient d'amortissement μ . La force de cisaillement résultante F_τ projetée sur le vecteur de translation (\vec{y}) est donné par l'équation suivante :

$$F_\tau = -\mu.v_c \quad (5)$$

avec v_c la projection de la vitesse du cylindre sur \vec{y} .

Nous utiliserons le principe de la dynamique appliquée au système masse-ressort-amortissement dans l'air. Nous obtenons et résolvons l'équation différentielle linéaire du second ordre. De cette équation, nous récupérons le paramètre d'amortissement adimensionnel ξ caractérisant le système linéaire du second ordre.

$$\xi = \frac{\mu}{2.k_{eq}} \times \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}} \quad (6)$$

avec k_{eq} la raideur équivalente de l'association k_1 et k_v , exprimée en N/m, m_{eq} la masse équivalente en translation verticale en kg et μ le coefficient d'amortissement linéaire en N / (m/s).

Un test expérimental de décroissance libre dans l'air a été utilisé pour identifier μ , mesurer $d_{1\%}$ le premier dépassement de la valeur asymptotique de la position statique. $d_{1\%}$ est donné par l'équation :

$$d_{1\%} = e^{-\frac{\pi \cdot \xi}{\sqrt{1-\xi^2}}} \quad (7)$$

Ainsi, pour chaque valeur de la vitesse du cylindre v_c , la force de rupture F_τ est compensée par le générateur, grâce à la boucle de régulation du système de commande.

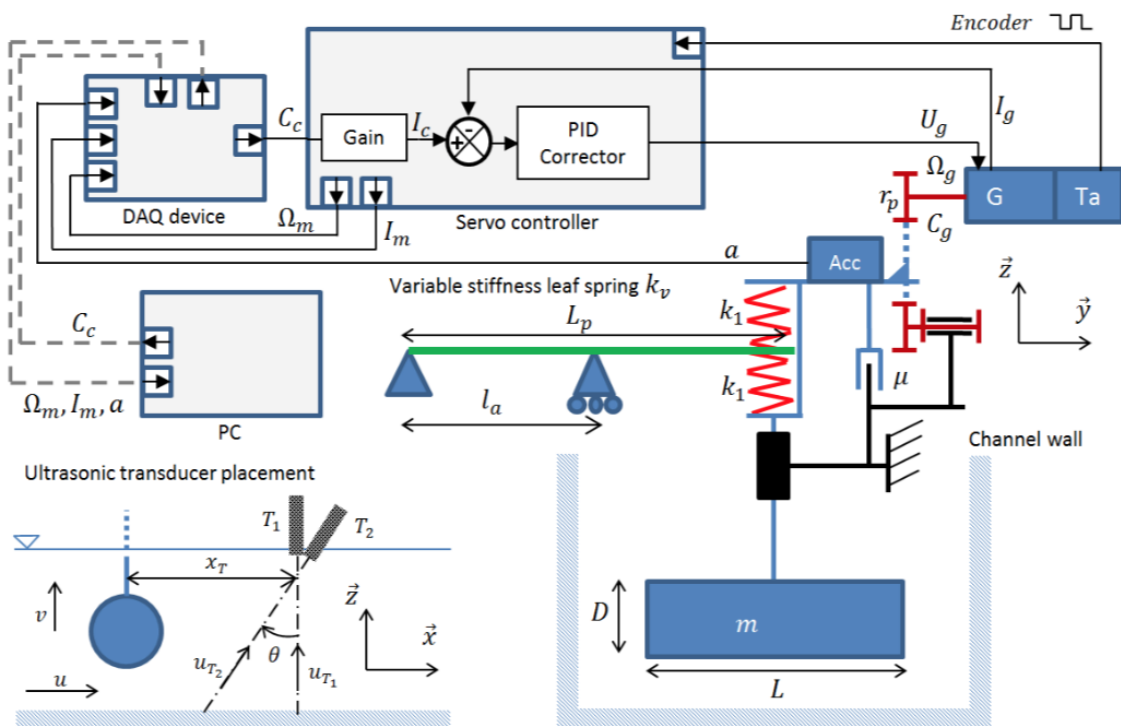


Figure 1. Schéma de l'instrumentation, du système de contrôle et de la partie mécanique du système de récupération d'énergie.

Différentes stratégies de contrôle ont été développées pour optimiser la récupération d'énergie, comme décrit dans la partie 3. Le système de contrôle agit sur le générateur (torque ?) (C_g) via la mesure de son intensité I_g et de sa vitesse de rotation Ω_g .

3.2. Principales caractéristiques du système

Les principales caractéristiques du système de conversion d'énergie hydraulique et du canal d'hydraulique à surface libre sont résumées dans le tableau suivant.



Paramètres	Valeurs	
Largeur du canal	0,6	m
Débits disponibles	0 - 700	m ³ .h ⁻¹
Vitesse de l'eau	0 - 1	m.s ⁻¹
Diamètre du cylindre	0,11	m
Largeur du cylindre	0,5	m
Raideur du ressort	400 - 3000	N.m ⁻¹
Ratio des masses m^*	1,22 - 2	
Masse équivalente m_{eq}	5,8 - 9,5	kg
Taux de blocage	15 - 30	%

Figure 2. Prototype expérimental.

Tableau 1. Paramètres globaux.

4. Impact des stratégies de contrôle sur les performances du système

4.1. Loi de comportement mécanique

On contrôle la force F_g induite par le générateur sur le cylindre. Sa force est égale à

$$F_g = \frac{C_g}{r_p} = k_p \cdot v_c^{n_p} \quad (8)$$

avec k_p le coefficient proportionnel, n_p l'exponentiel et r_p le rayon de la (polley ?) en m . On donne ensuite la puissance instantanée récupérée par le générateur :

$$\mathcal{P}_g = F_g \cdot v_c \quad (9)$$

La puissance hydraulique instantanée est quant à elle représentée par :

$$\mathcal{P}_f = \frac{1}{2} \cdot \rho_f \cdot S \cdot u^3 \quad (10)$$

avec ρ_f la densité du fluide, S la section perpendiculaire au fluide et u la vitesse d'écoulement dans la direction \vec{x} . La section perpendiculaire S est définie par l'amplitude des oscillations A additionnée au cylindre du diamètre D , multiplié par la longueur du cylindre L . On définit maintenant le coefficient de puissance :

$$C_p = \frac{\langle \mathcal{P}_g \rangle}{\langle \mathcal{P}_f \rangle} \quad (11)$$

avec $\langle \mathcal{P}_f \rangle$ la puissance hydraulique moyenne basée sur l'écoulement moyen et $\langle \mathcal{P}_g \rangle$ la puissance moyenne récupérée par le générateur. La puissance moyenne est égale à :

$$\langle \mathcal{P}_g \rangle = \frac{1}{t_e} \int_0^{t_e} \mathcal{P}_g \cdot dt \quad (12)$$

avec t_e la durée de l'expérimentation.

4.2. Conditions expérimentales et résultats

Nous voulons voir l'impact des paramètres k_p , n_p et m^* sur le coefficient de puissance C_p , l'amplitude A et sur la fréquence des oscillations. Dans le but d'éviter de gaspiller la formation des vortex, on utilise un seuil de vitesse avec $F_g = 0$ sous la valeur seuil. On veut également observer l'impact du niveau de seuil ST sur les performances du système. Pour observer l'impact de l'amplitude, on définit le paramètre adimensionnel A/D . Tous les résultats présentés dans le tableau suivant correspondent aux conditions expérimentales associées :

Paramètres	Valeurs	
k_{eq}	830	N/m
$\langle u \rangle$	0,52	m.s ⁻¹
Re	5,7.10 ⁴	
Taux de blocage	30	%
f_s	0,9	Hz
t_e	60	s

Tableau 2. Conditions expérimentales

L'influence de k_p sur les performances du systèmes pour différentes valeurs de m^* et de ST sont décrites dans les figures 3 et 4. On note qu'il existe une valeur optimale de k_p pour chaque valeur de ST et de m^* . Si k_p est trop bas, l'amplitude A est haute et la vitesse verticale est trop élevée. L'écoulement n'est pas optimal et il y a des pertes d'énergie. D'autre part, si la valeur de k_p est trop importante, l'amplitude A est faible et le système récupère moins d'énergie. En outre, lorsque m^* a une valeur comprise entre 1,2 et 1,6, le coefficient C_p chute de 10%. Inversement, augmenter le seuil revient à augmenter C_p dans notre cas.

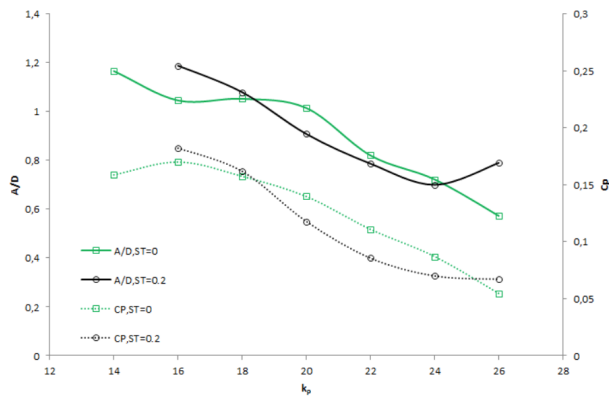


Figure 3. Amplitude et C_p vs. k_p pour différents ST ($n_p = 1$).

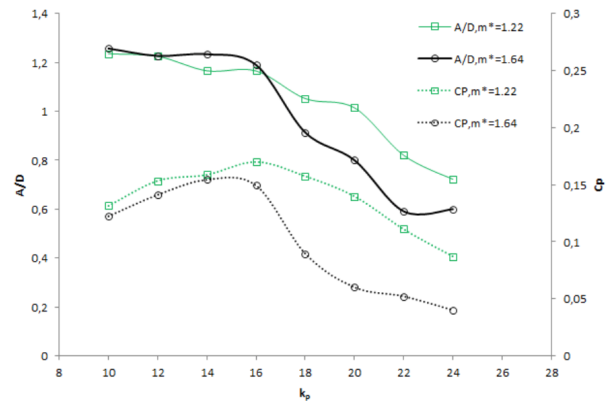


Figure 4. Amplitude et C_p vs. k_p pour différents m^* ($n_p = 1$).

La figure 4 montre l'influence de n_p sur le comportement du système. Pour $k_p = 18$, on remarque que C_p augmente de 15% à 18% pour $1,1 \leq n_p \leq 1,3$. L'amplitude des oscillations augmente également.

Enfin, la figure 6 montre l'influence des différents paramètres sur la fréquence d'oscillation du cylindre $f_{c, eau}$. Cette fréquence augmente à mesure que la force de rupture F_g diminue.

5. Mesure du champ de vitesse

5.1. Technique de mesure de la vitesse

Les mesures du champ de vitesse ont été réalisées à l'aide de l'utilisation d'un profileur à ultrasons sur la base de la technique "pulse air" (figure 1). L'appareil développé par le laboratoire iCube permet d'enregistrer un profil de vitesses soit à un taux de 12 Hz avec un pas spatial de 8 mm, soit avec un taux de 8 Hz avec une précision de 4 mm. Deux transducteurs ont été utilisés successivement, le premier (T_1) émettant verticalement et le second (T_2) émettant à un angle $\theta = 15$ par rapport à la verticale dans la direction d'écoulement. Chaque transducteur mesure les composants de vitesse dans la direction de son faisceau, respectivement u_{T1} et u_{T2} . À ce moment de l'étude, les

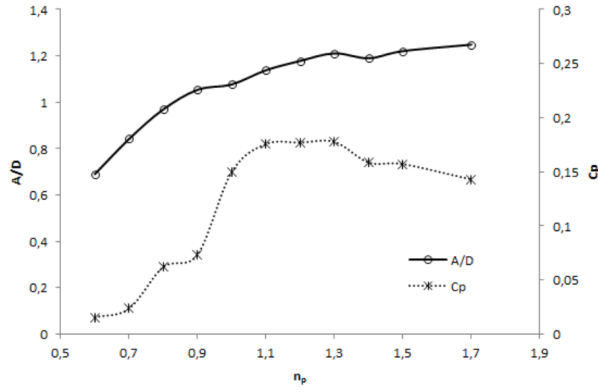


Figure 5. Amplitude et C_p vs. $k_p = 18$.

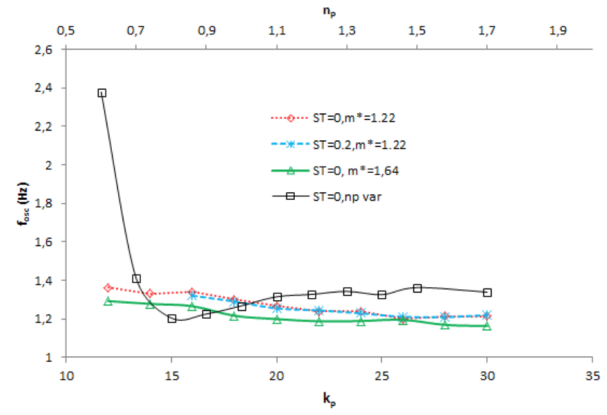


Figure 6. Fréquence $f_{c, eau}$ vs. k_p pour différents ST et pour différents m^* ($n_p = 1$).

deux composants de vitesses n'étaient pas mesurés exactement à la même position et au même moment, la vitesse instantanée horizontale u n'a donc pas pu être obtenue. Cependant, la vitesse horizontale moyenne ramenée dans le temps $\langle u \rangle$ peut être obtenue dans le cas où la vitesse verticale $\langle v \rangle$ est égale à zéro ou que le gradient horizontal de la vitesse verticale est négligeable. Dans ce cas, $\langle u \rangle$ est calculée via la résolution suivante :

$$\begin{aligned} \langle u_{\tau_1} \rangle &= \langle v \rangle \\ \langle u_{\tau_2} \rangle &= \langle u \rangle \sin \theta + \langle v \rangle \cos \theta \end{aligned} \quad (13)$$

L'appareil dans sa globalité peut être placé à n'importe quel endroit du courant, que ce soit dans la direction \vec{x} ou dans la direction latérale \vec{y} . Dans cette étude, les transducteurs sont toujours placés à la distance $x_\tau = 31$ cm descendant par rapport à l'axe du cylindre. La vitesse d'écoulement et la profondeur de l'eau sont considérées comme constantes et respectivement égales à $0,55 \text{ m.s}^{-1}$ et $0,31 \text{ m}$.

5.2. Champ de vitesse avec le cylindre au repos

La figure 7 montre le spectre de la vitesse verticale obtenue à différentes positions latérales. Au centre du canal ($y = 30 \text{ cm}$) et à $18,5 \text{ m}$ du mur, le spectre montre une coupe similaire avec un pic centré à $1,3 \text{ Hz}$ avec une largeur de bande autour de $0,1 \text{ Hz}$. Cette fréquence peut correspondre à la fréquence de formation du vortex. À $9,5 \text{ cm}$ du mur, le pic est toujours présent mais son amplitude a grandement diminuée, tandis qu'à $3,25 \text{ cm}$ il a complètement disparu. Dans ce dernier cas, le spectre est similaire au spectre sans cylindre. Une autre caractéristique importante du spectre est la région centrale, qui consiste en une augmentation des fluctuations de vitesse et ce quelle que soit la fréquence, même à des fréquences plus faibles que celle du pic.

De grandes différences dans les profils verticaux des vitesses moyennes horizontales ont également été observées en fonction de la position latérale (figure 8). Le fluide d'écoule préférentiellement sur les coins du cylindre, région de faibles fluctuations de vitesse, tandis que la vitesse horizontale est beaucoup plus faible indépendamment de la profondeur dans la région centrale où de larges fluctuations ont été observées. Nous pouvons conclure, d'une part, que les vortex sont absents d'environ un diamètre de long sur chaque bord du cylindre, réduisant dans ce sens la longueur utile du cylindre, et d'autre part, ces résultats représentent un développement 3D complet de l'écoulement sur cette géométrie de cylindre.

Comme vu précédemment, l'écoulement dans la région centrale du cylindre est plus faible que la moyenne autour de la section mouillée complète. Sachant que la fréquence de formation du vortex est fonction de la vitesse du fluide, des fluctuations basse fréquence de la vitesse horizontale dans la région centrale peuvent expliquer l'élargissement du pic de fréquence de la formation des vortex. Dans la but de quantifier une telle corrélation, le signal de vitesse du transducteur T_2 a été analysée de la façon suivante :

– (slipping fast ?) transformée de Fourier de l'enregistrement de la vitesse est calculée sur une période de temps correspondant à environ 10 périodes de fréquence moyenne de formation de vortex et une fréquence principale instantanée est déterminée ;

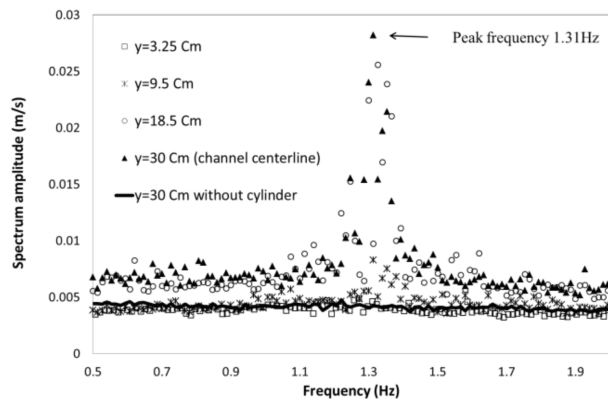


Figure 7. Spectre de la vitesse verticale à différentes positions latérales, cylindre au repos.

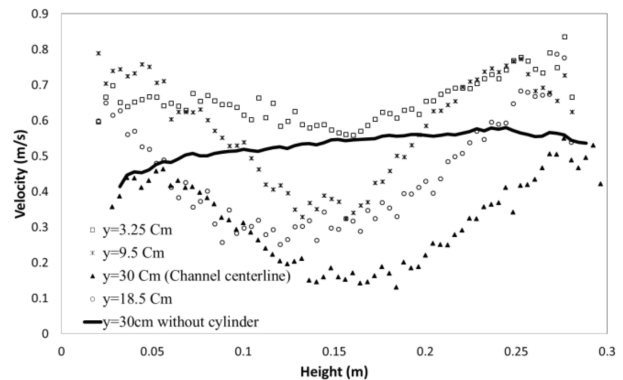


Figure 8. Profils verticaux de vitesses moyennes horizontales à différentes positions latérales, cylindre au repos.

– sur la même période, on calcule les profils moyens verticaux et la fluctuation des composants de vitesse u_{T2} . La vitesse moyenne verticale au centre du canal étant proche de zéro, la moyenne des composants de la vitesse u_{T2} est seulement la projection de la vitesse horizontale, tandis que le composant fluctuant résulte principalement de la fluctuation de vitesse verticale en raison du faible angle du faisceau. Les valeurs moyennes de chaque profil de vitesse verticale sont ensuite calculées.

Un exemple de cette analyse de données est présenté en figure 9. Comme on peut le voir, le pic de fréquence ne varie pas de manière continue mais présente des pics soudains. Même si parfois la vitesse moyenne et la fréquence de formation de vortex montrent une évolution similaire, de la même manière que la moyenne de la fluctuation des composants de vitesse, aucune corrélation claire et systématique entre ces paramètres d'écoulement sont observés. Une mesure du troisième composant de vitesse est probablement requise pour une meilleure connaissance du phénomène d'écoulement.

5.3. Champ de vitesse avec le cylindre oscillant

Tous les résultats présentés à la suite de cette études ont été réalisés avec les paramètres suivants : $k_{eq} = 830$, $n_p = 1$ et $k_p = 25$.

La fréquence d'oscillation du cylindre reste proche de la formation naturelle du vortex pour un cylindre au repos mais à une valeur plus faible. La fréquence instantanée d'oscillation évaluée comme décrit précédemment montre également des sauts soudains mais reste stable pour une période plus longue (figure 10). On note que ces sauts n'influencent pas la puissance moyenne.

Le pic de fluctuations de vitesse du fluide est toujours identique au cylindre au repos quelle que soit sa position latérale (figure 11). La figure 11 montre le spectre du fluide, calculée à des temps où la fréquence d'oscillation du cylindre était toujours proche de 1,25 Hz. La différence avec la condition du cylindre au repos est que le pic est présent, même à la position la plus proche du mur malgré une amplitude plus faible que dans la région centrale. Cette différence provient probablement du mouvement fluide généré par l'oscillation du cylindre. Dans la région centrale, on observe un pic plus étroit en comparaison du cylindre au repos, mais d'amplitude comparable : ce qui signifie que le pic d'énergie total est plus faible malgré les oscillations du cylindre.

En ce qui concerne les profils de vitesse horizontale (figure 12), les caractéristiques générales sont les mêmes que pour le cylindre au repos. Les profils sont aplatis en raison du déplacement périodique vertical du cylindre.

Conclusion

Nous avons réalisé et testé un générateur basé sur le phénomène des vibrations induites par vortex dans un canal à surface libre. Notre première étude a d'une part été conduite sur l'influence des stratégies de contrôle sur le comportement et l'efficacité du système. D'autre part, nous avons étudié le champ de vitesse descendant de l'axe

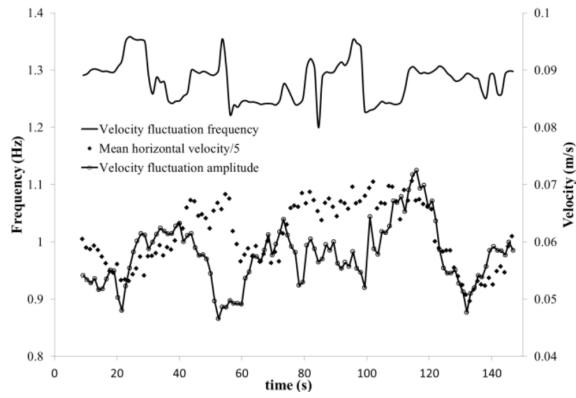


Figure 9. Évolution du pic de fréquence, moyenne et composants fluctuants de la vitesse u_{T2} en fonction du temps ($y = 31$ cm).

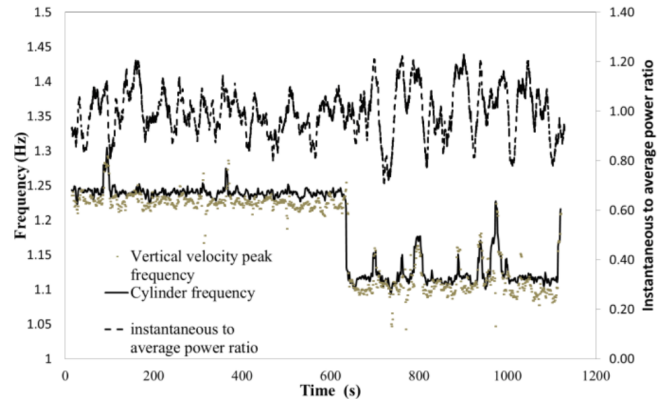


Figure 10. Évolution du cylindre et pic de fréquence d'écoulement et puissance relative en fonction du temps ($y = 31$ cm).

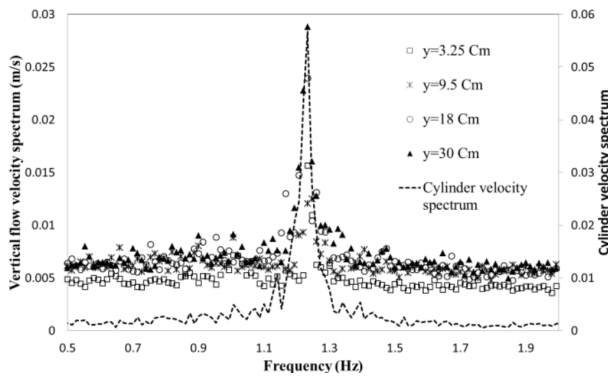


Figure 11. Spectre de vitesse verticale à différentes positions latérales (cylindre oscillant).

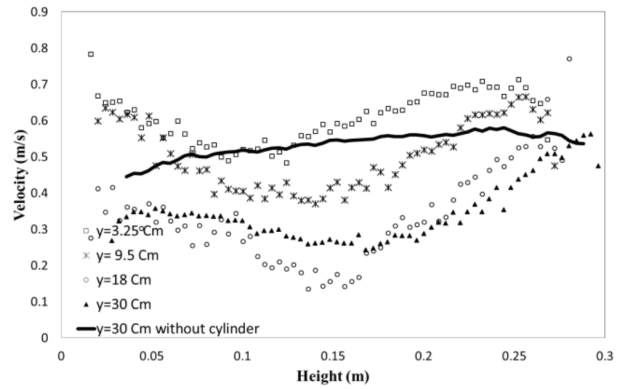


Figure 12. Profils verticaux de la vitesse moyenne horizontale à différentes positions latérales (cylindre oscillant).

du cylindre par l'utilisation de capteurs ultrasons sur la base de la technique "pulse pair". Les résultats de ces tests préliminaires confirment :

- malgré les très faibles valeurs de vitesse d'écoulement durant les tests, le système présente une efficacité relativement bonne ;
- l'efficacité est grandement dépendant des stratégies de contrôles et des caractéristiques mécaniques du système ;
- pour de prochaines analyses CFD, le caractère tridimensionnel de l'écoulement doit être pris en compte.

6. Bibliographie