

---

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

**N. Dellinger<sup>1</sup>, P. François<sup>2</sup>, R. Mosé<sup>3</sup>, D. Lefebure<sup>4</sup>**

<sup>1</sup> *Icube, 2 rue Boussingault 67000 Strasbourg, dellinger@unistra.fr*

<sup>2</sup> *Icube, 2 rue Boussingault 67000 Strasbourg, francois@unistra.fr*

<sup>3</sup> *Icube, 2 rue Boussingault 67000 Strasbourg, mose@unistra.fr*

<sup>4</sup> *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 alternatifs. 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<sup>-1</sup>. Un cylindre creux, étanche, possédant un degré de liberté en translation verticale est plongé perpendiculairement à l'écoulement. Le cylindre revient en position grâce à l'action d'un ressort à raideur variable : 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 en énergie électrique 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<sup>-1</sup>. 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. 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 représentatives d'une part importante de sites, qui ne sont 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  $1 \text{ m.s}^{-1}$ . 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 :

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

avec  $U$  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 [Williamson, 2000] 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  $f_{o,eau}$  (en 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 Rajaona [Rajaona et al., 2003] 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 [Bernitsas, 2014], 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

Comme vu précédemment, la synchronisation dépend principalement 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 - de par une conception appropriée- un ratio de masse adapté.

#### 3.1. Architecture technique

Le prototype expérimental est testé dans le canal à surface libre du laboratoire iCube (figure 2). La vitesse d'écoulement atteint une valeur comprise entre 0,5 et  $1 \text{ m.s}^{-1}$ . Le diamètre du cylindre creux immergé dans l'eau a été déterminé pour obtenir une valeur de  $Re$  comprise entre  $0, 5.10^4$  et  $1.10^5$ .

Par la suite, nous considèrerons le schéma donné en figure 1. Le cylindre est en liaison glissière de direction  $\vec{z}$  par rapport au bâti. Il peut ainsi se traduire dans une direction perpendiculaire à la direction de l'écoulement. Il est supporté par des éléments déformables à comportement linéaire composés : de deux ressorts hélicoïdaux ainsi que d'un ressort à lame. On utilise le ressort à lame pour ajuster la valeur de la fréquence propre du système mécanique  $f_{o,eau}$ . Cette lame est montée sur deux supports dont la distance  $la$  les séparant est contrôlée par un moteur pas-à-pas. La raideur équivalente des éléments déformables est notée  $k_{eq}$ .

L'énergie mécanique de translation est ensuite convertie par un générateur électrique ( $G$ ), relié au cylindre par un système poulie-courroie. Le générateur peut être aussi bien contrôlé en couple qu'en vitesse de rotation. Un correcteur PID placé dans la chaîne directe de la boucle de régulation est utilisé pour assurer la stabilité du système. Un codeur incrémental ( $Ta$ ) est placé sur l'arbre du générateur afin de mesurer la position et la vitesse du générateur ( $\Omega_g$ ). L'accélération du cylindre  $a$  est mesurée par un accéléromètre ( $Acc$ ). Nous utilisons un ordinateur couplé à une carte d'acquisition de données pour la mesure des grandeurs physiques et le contrôle du générateur.

Pour estimer les pertes d'énergie dans la partie mécanique du système, nous utilisons un modèle linéaire classique masse-ressort-amortisseur. Nous introduisons pour cela un coefficient d'amortissement visqueux  $\mu$ . La force de frottement résultante  $F_\tau$  qui s'oppose au déplacement est portée par le vecteur  $(\vec{y})$ . Elle est donnée 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 utilisons le principe fondamental de la dynamique appliquée au système masse-ressort-amortisseur en oscillation dans l'air. Nous résolvons l'équation différentielle linéaire du second ordre ainsi obtenue. De cette équation, nous récupérons le paramètre d'amortissement adimensionnel  $\xi$  associé à ce 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  $k_v$  (resp. les raideurs des ressorts hélicoïdaux et à lame), exprimée en N/m,  $m_{eq}$  la masse équivalente en translation verticale en kg et  $\mu$  le coefficient d'amortissement linéaire en N / (m/s).

Un test expérimental a été utilisé pour identifier  $\mu$ . Après avoir appliqué un échelon de position au cylindre, nous avons mesuré le premier dépassement par rapport à la valeur asymptotique de position (position statique). Cela nous permet d'identifier  $d_{1\%}$ , qui est donné par l'équation suivante :

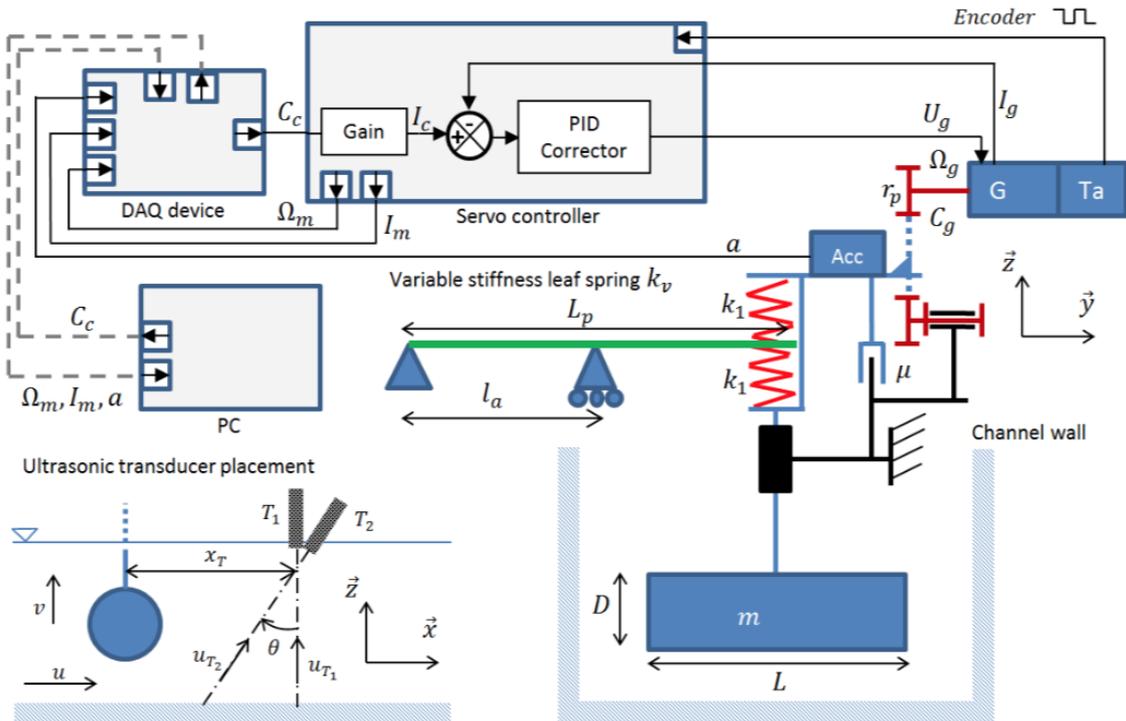
$$d_{1\%} = e^{-\frac{\pi.\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}} \quad (7)$$

Nous avons également vérifié que cette valeur est indépendante du chargement transversal de la structure, induit principalement par les efforts de trainé qui s'appliquent sur le cylindre. Connaissant la valeur de  $\mu$  nous pouvons compenser en temps réel la force de frottement  $F_\tau$  en fonction de la valeur de la vitesse du cylindre  $v_c$ , et ce grâce à la boucle de régulation du système, qui agit sur le générateur.

Différentes stratégies de contrôle ont été développées pour optimiser la récupération d'énergie, comme décrit dans la partie 4. Le système de contrôle agit sur le couple résistant induit par le générateur ( $C_g$ ) via la mesure de l'intensité le parcourant  $I_g$  et de la vitesse de rotation  $\Omega_g$ .

### 3.2. Principales caractéristiques du système

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



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



**Figure 2.** Prototype expérimental.

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

**Tableau 1.** Paramètres globaux.

Le taux de blocage correspond ici au rapport entre la surface projetée du cylindre sur un plan perpendiculaire à l'écoulement et la surface débitante du canal (hauteur d'eau multiplié par la largeur du canal)

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

##### 4.1. Loi de comportement mécanique

Pour récupérer l'énergie mécanique de translation du cylindre, sans inhiber les oscillations, il convient de contrôler la force  $F_g$  induite par le générateur sur le cylindre. La valeur algébrique de la force est fonction de la vitesse du cylindre. Elle suit une loi de comportement qui fait intervenir deux paramètres ajustables  $k_p$  et  $k_v$  :

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

avec  $k_p$  le coefficient proportionnel,  $n_p$  l'exponentiel et  $r_p$  le rayon de la poulie en  $m$ . Lors d'un essai, ces deux paramètres sont constants. Nous étudions dans la suite l'influence de ces deux paramètres sur les performances hydrodynamiques du système.

On donne ensuite la puissance instantanée récupérée par le générateur, qui est calculée de la façon suivante :

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

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  $\rho_f$  la masse volumique du fluide,  $S$  la surface balayé par le cylindre et  $u$  la vitesse de l'écoulement dans la direction  $\vec{x}$ . La surface  $S$  est définie par l'amplitude des oscillations  $A$  additionnée au diamètre du cylindre  $D$ , 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. Cette dernière 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

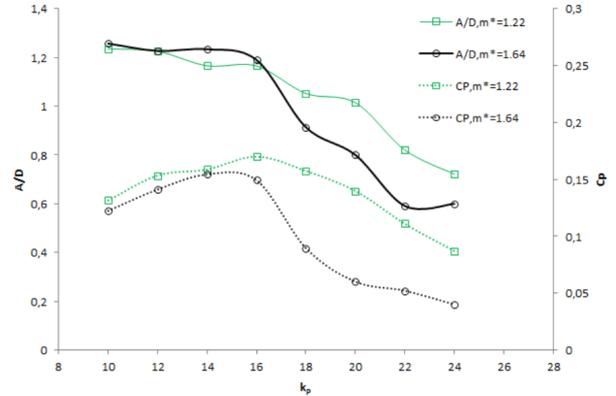
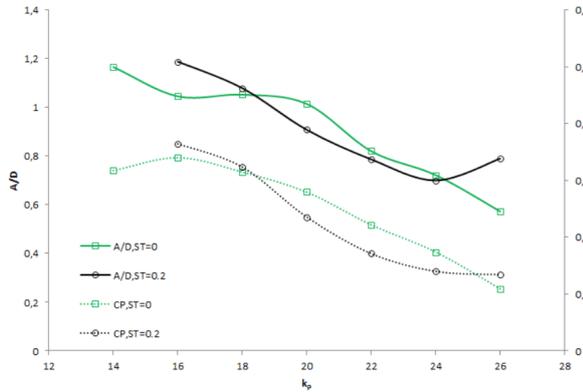
Nous voulons voir l'impact des paramètres  $k_p$ ,  $n_p$  et  $m^*$  sur le coefficient de puissance  $C_p$ , sur l'amplitude  $A$  et sur la fréquence des oscillations. Dans le but de favoriser la formation des vortex, un seuil de vitesse est défini, tel que  $F_g = 0$  sous la valeur seuil. Nous avons également mis en évidence l'impact du niveau de seuil  $ST$  sur les performances du système. Dans la suite, le paramètre adimensionnel  $A/D$  est utilisé pour représenter l'évolution de l'amplitude des oscillations. 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	$m \cdot s^{-1}$
$Re$	$5,7 \cdot 10^4$	
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 système pour différentes valeurs de  $m^*$  et de  $ST$  est décrite 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 le paramètre  $k_p$  est trop bas, l'amplitude des oscillations  $A$  est trop grande, ce qui entraîne une vitesse verticale trop élevée. L'écoulement n'est alors pas optimal et il y a des pertes d'énergie. D'autre part, si la valeur de  $k_p$  est trop

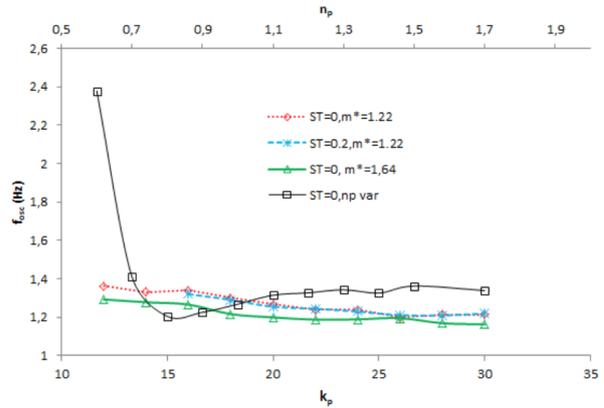
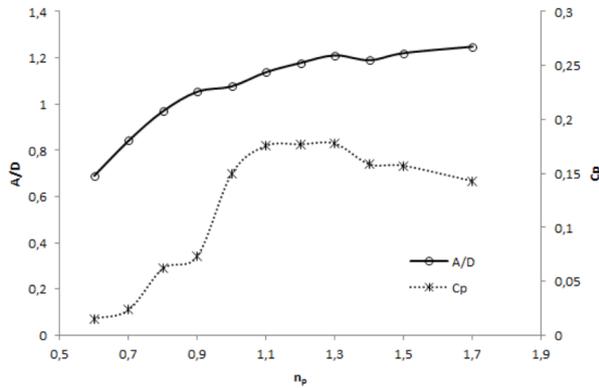
importante, l'amplitude  $A$  est faible et le système récupère moins d'énergie. En outre, lorsque le coefficient  $m^*$  passe d'une valeur de 1,2 à 1,6, le coefficient  $C_p$  chute de 10%. Inversement, lorsque le seuil  $ST$  passe de 0 à 0,2 m/s on constate une légère augmentation de  $C_p$ .



**Figure 3.** Amplitude et  $C_p$  vs.  $k_p$  pour différents seuils  $ST$  ( $n_p = 1$ ). **Figure 4.** Amplitude et  $C_p$  vs.  $k_p$  pour différents  $m^*$  ( $n_p = 1$ ).

La figure 5 montre l'influence de  $n_p$  sur le comportement du système. Le coefficient  $k_p$  reste constant à une valeur de 18. On remarque que  $C_p$  augmente, et passe d'une valeur 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 induite par le générateur  $F_g$  diminue.



**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  $m^*$  ( $n_p = 1$ ).

## 5. Mesure du champ de vitesse

### 5.1. Technique de mesure du champ de vitesses

Les mesures du champ de vitesse ont été réalisées à l'aide d'un profileur à ultrasons basé sur la technique "pulse air" (figure 1) [François et al., 2011]. L'appareil développé par le laboratoire iCube permet de mesurer le champ de vitesse présentant des composantes fluctuantes dont les fréquences caractéristiques peuvent atteindre 12 Hz. Le pas spatial est de 8 mm pour ces fréquences mais peut atteindre 4 mm si la bande passante est abaissée à 8 Hz. Deux transducteurs ont été utilisés successivement, le premier ( $T_1$ ) émettant verticalement et le second ( $T_2$ ) émettant à un angle  $\theta = 15^\circ$  par rapport à la verticale. Chaque transducteur mesure les composantes de vitesse dans la direction de son faisceau, appelées respectivement  $u_{T1}$  et  $u_{T2}$ . À ce moment de l'étude, les deux composantes de vitesses n'étaient pas mesurées 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  $\langle u \rangle$  ramenée dans le temps peut être obtenue dans les cas où la vitesse verticale moyenne  $\langle v \rangle$  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 :

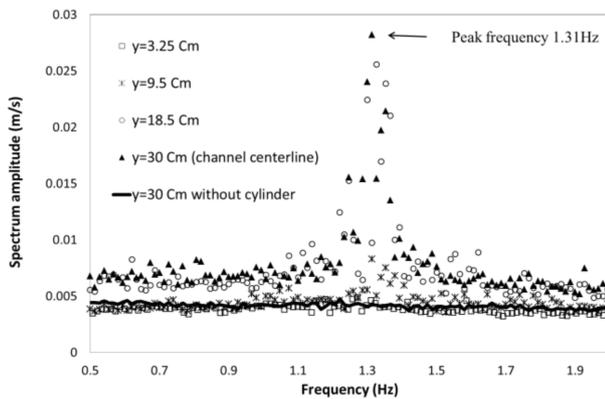
$$\begin{aligned} \langle u_{\tau_1} \rangle &= \langle v \rangle \\ \langle u_{\tau_2} \rangle &= \langle u \rangle \sin \theta + \langle v \rangle \cos \theta \end{aligned} \quad (13)$$

Le système de mesure 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  $x_\tau = 31 \text{ cm}$  en aval de l'axe du cylindre. La vitesse d'écoulement et la profondeur de l'eau sont considérés comme constants et respectivement égales à  $0,55 \text{ m.s}^{-1}$  et  $0,31 \text{ m}$ .

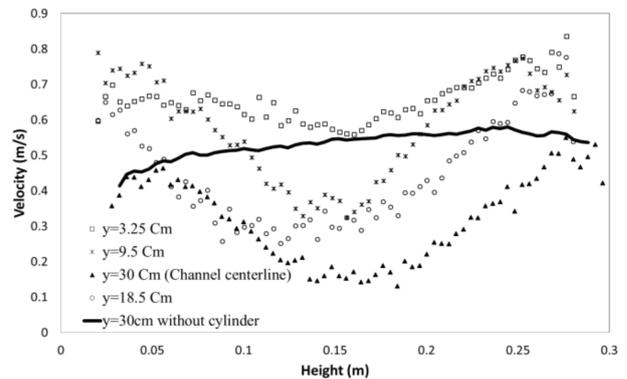
## 5.2. Champ de vitesse avec le cylindre au repos

La figure 7 montre le spectre de la vitesse verticale obtenu à différentes positions latérales. Dans la partie centrale de l'écoulement ( $y = 30 \text{ cm}$  et  $y = 18,5 \text{ cm}$ ), le spectre montre de grandes similarités avec un pic centré à  $1,3 \text{ Hz}$  et une largeur de bande autour de  $0,1 \text{ Hz}$ . Cette fréquence peut correspondre à la fréquence de formation des vortex. À  $9,5 \text{ cm}$  de la paroi, 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 dans la région centrale, consiste en une augmentation des fluctuations de vitesse et ce quelle que soit la fréquence, et ce 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 s'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 de ce fait la longueur utile du cylindre. D'autre part, ces résultats confirment un développement 3D complet de l'écoulement pour cette géométrie de cylindre.



**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.

Comme vu précédemment, l'écoulement est plus faible en moyenne dans la région centrale du cylindre que sur les bords. Sachant que la fréquence de formation des vortex est fonction de la vitesse du fluide, des fluctuations basses fréquences de la vitesse horizontale dans la région centrale peuvent expliquer l'élargissement du pic de fréquence de 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 :

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

– sur la même période, on calcule les profils moyens verticaux et la fluctuation des composantes de vitesse  $u_{T2}$ . La vitesse moyenne verticale au centre du canal étant proche de zéro, la moyenne des composantes de la vitesse  $u_{T2}$  correspond à la projection de la vitesse horizontale, tandis que la composante fluctuante 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.

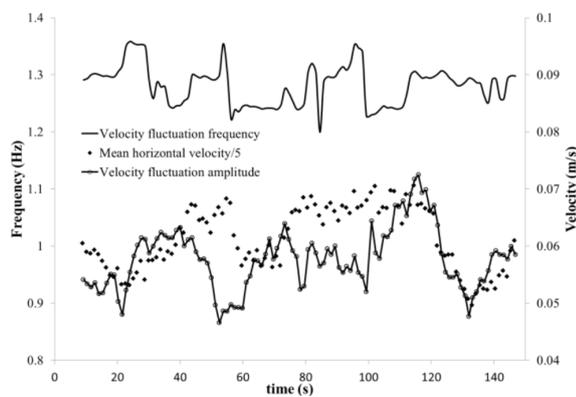
Un exemple de cette analyse de données est présenté en figure 9. Comme on peut le voir, le pic de fréquence ne varie pas de manière continue mais présente des variations soudaines. Même si parfois la vitesse moyenne et la fréquence de formation de vortex montrent une évolution similaire, aucune corrélation claire et systématique entre ces paramètres d'écoulement n'est observée. La mesure d'une troisième composante de vitesse sera probablement requise afin de permettre une meilleure connaissance de ces phénomènes.

### 5.3. Champ de vitesse avec le cylindre oscillant

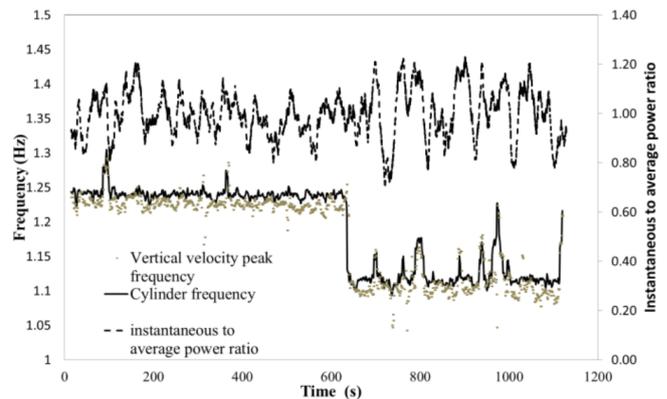
Tous les résultats présentés dans la suite ont été obtenus avec les paramètres suivants :  $k_{eq} = 830$ ,  $n_p = 1$  et  $k_p = 25$ .

La fréquence d'oscillation du cylindre reste proche de la fréquence de formation naturelle des 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. Par contre, sa moyenne reste stable pour une période plus longue (figure 10). On note que ces sauts de fréquence n'influencent pas la puissance moyenne.

Le pic des fluctuations de vitesse du fluide est toujours identique à celui du cylindre au repos, quelle que soit la position latérale (figure 11). Cette figure montre le spectre de vitesse verticale du fluide, calculé 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 de la paroi, et ce malgré une amplitude plus faible que dans la région centrale. Cette différence provient probablement des mouvements du fluide générés par l'oscillation du cylindre. Dans la région centrale, on observe un pic plus étroit en comparaison avec le cylindre au repos, mais d'amplitude comparable : cela signifie que le pic d'énergie total est plus faible malgré les oscillations du cylindre.

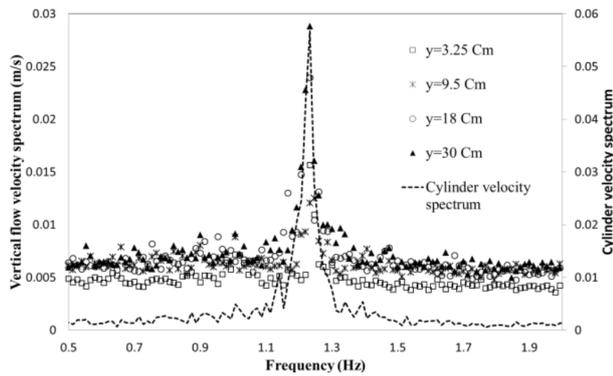


**Figure 9.** Évolution du pic de fréquence des composantes moyenne et fluctuantes de la vitesse  $u_{T2}$  en fonction du temps ( $y = 31$  cm).

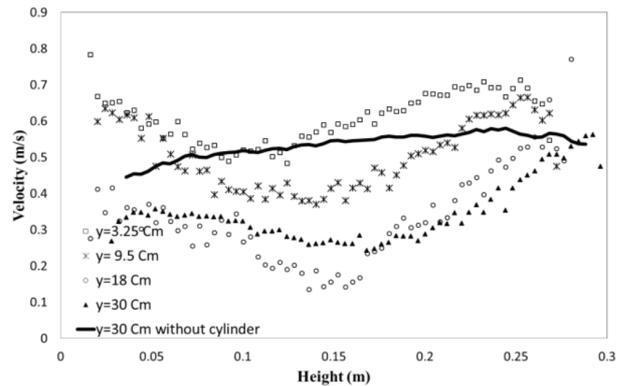


**Figure 10.** Évolution des pics de fréquence de l'écoulement ( $y = 31$  cm) et du cylindre ainsi que de la puissance relative en fonction du temps.

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.



**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).

## 6. Conclusion

Nous avons réalisé et testé un système hydrolien basé sur le phénomène de vibrations induites par vortex dans un canal à surface libre. Cette étude a d'une part montré l'influence des stratégies de contrôle sur le comportement et l'efficacité du système et propose d'autre part une caractérisation partielle du champ des vitesses en aval du système, par l'utilisation de capteurs ultrasons basés sur la technique "pulse pair". Les premiers résultats expérimentaux confirment que :

- malgré les très faibles valeurs de vitesse d'écoulement durant les tests, le système présente une bonne efficacité ;
- l'efficacité est grandement dépendante des stratégies de contrôle et des caractéristiques mécaniques du système ;
- la technique de mesure de champ de vitesse basée sur des profileurs à ultrason est bien adaptée à cette application ;
- pour de prochaines analyses CFD, le caractère tridimensionnel de l'écoulement doit être pris en compte.

## 7. Bibliographie

- [Bernitsas, 2014] Bernitsas, M. (2014). VIVACE. A new concept in generation of clean and renewable energy from fluid flow. *Titre du journal ou de la revue*.
- [François et al., 2011] François, P., Pallarès, A., and Pons, M.-N. (2011). Suspended particles in wastewater : their optical, sedimentation and acoustical characterization and modeling. *Water Science Technology*.
- [Rajoana et al., 2003] Rajoana, R., Groussard, F., and Levenez, M. (2003). Visualisation de l'écoulement autour d'un cylindre oscillant au voisinage d'une surface libre. *9ème journée de l'hydrodynamique, 2*.
- [Williamson, 2000] Williamson, R. (2000). Modes of Vortex Formation and Frequency Response of a Freely Vibrating Cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*.