

# **MÉTHODE DU CYLINDRE D'ACTION POUR L'ÉTUDE D'UNE FERME PILOTE DE TURBINES À DOUBLE COLONNES DE TURBINES À AXE VERTICAL**

*Actuator Cylinder method for  
a double columns contrarotative vertical-axis turbines farm*

**L. JEGO<sup>(1)</sup>, S. GUILLOU<sup>(1),\*</sup>, and N. GUILLAUD<sup>(2)</sup>**

<sup>(1)</sup>Université de Caen Normandie, LUSAC, France

<sup>(2)</sup>HydroQuest SAS, INOVALLIA, France

\*Corresponding author: [sylvain.guillou@unicaen.fr](mailto:sylvain.guillou@unicaen.fr)

## **Résumé**

Avec un potentiel exploitable de 25 GW dans le monde, les hydroliennes sont un moyen de production d'électricité intéressant. En France, le Raz Blanchard, situé entre les îles Anglo Normandes et le cap de la Hague, est l'un des sites les plus prometteurs pour l'exploitation des courants marins, avec une vitesse pouvant atteindre les  $5,0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  lors de conditions exceptionnelles. Ce passage est soumis à des changements de directions du courant, jusqu'à  $30^\circ$  par rapport à la direction principale de l'écoulement. L'utilisation d'hydroliennes à axe vertical, fonctionnant indépendamment de la direction de l'écoulement, est d'un avantage considérable dans ce cas de figure. Nous appliquons ici la méthode du cylindre d'action (Actuator Cylinder) pour l'étude du fonctionnement des turbines à axe vertical. Cette méthode est basée sur la représentation des hydroliennes par la surface balayée par ses pales lors de leur rotation; un cylindre creux. Après avoir validé la méthode en termes d'efforts et de sillage, nous l'appliquons sur l'hydrolienne à axe vertical à double colonnes contrarotatives développée par l'entreprise HYDROQUEST, puis, dans le cadre du projet OCEANQUEST, sur un parc de 4 hydroliennes avec des conditions de courant variables en entrée.

## **Summary**

The potential tidal resource available worldwide is 25 GW, which makes tidal turbines an interesting way of electricity production. The Alderney Race in France, located between the Channel Isles and the Hague Cape, is one of the most promising site for tidal farms, where tidal flow speed can reach  $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  under extreme conditions. Furthermore, the site is subjected to variational current directions, with flow deviated up to  $30^\circ$  compared to the principal flow direction. Hence, vertical-axis tidal turbines, able to work independently of current orientations, are of great interest in such tidal power sites. The Actuator Cylinder method is applied here upon the vertical-axis tidal turbine study. This method is a actuator swept-surface one, in which the turbine is modelled by the surface swept by the blades during their rotation; a cylinder. First, the model is validated in terms of effort and wake, compared to experiences. It is then applied on the HYDRO-QUEST double columns contrarotative vertical-axis turbine and finally, according to the OCEANQUEST project, on a 4-machines farm with variable current conditions.

# 1. Introduction

Face à l'augmentation de la demande énergétique et l'émission des gaz à effet de serre qu'elle entraîne, le développement de systèmes de production d'électricité à partir de sources durables et renouvelables est d'importance primordiale. Les hydroliennes, convertissant l'énergie cinétique des courants marins en électricité, sont l'un de ses systèmes. Ces hydroliennes sont classées en deux catégories: les turbines à axe horizontal et celles à axe vertical. Ces dernières sont bien adaptées à l'exploitation des courants marins du fait de leur fonctionnement indépendant de l'orientation du courant. En effet, dans certaines zones du Raz Blanchard, le courant peut être dévié de  $30^\circ$  par rapport à l'orientation principale de l'écoulement ([1]). Dans le cadre du projet OCEANQUEST, l'entreprise HYDROQUEST, en partenariat avec le constructeur CMN, a pour projet d'implanter une ferme d'hydroliennes dans le courant du Raz Blanchard. Les hydroliennes marines Hydroquest sont composées de deux rangées de deux colonnes de turbines contrarotatives à axe vertical (cf Figure 1).



Figure 1. Démonstrateur de l'hydrolienne marine de Hydroquest lors de son installation sur le site d'essai de Paimpol-Bréhat

L'étude de parcs hydroliens composés de telles machines nécessitent le développement de modèles à la fois précis et peu coûteux en temps de calcul.

Plusieurs modèles de représentation d'une turbine à axe vertical ont été développés. Parmi eux, on compte les modèles à un ou plusieurs tube(s) de courant, développés en premier lieu par Templin [2]: la turbine est représentée par un disque et l'écoulement passant par le disque est divisé en un ou plusieurs tube(s) de courant possédant une vitesse propre. Ces modèles ne prennent cependant pas en compte la vitesse locale du fluide et donc des effets tels que le décrochage ou les effets de bouts de pale.

La méthode de l'Actuator Cylinder est un modèle de représentation des turbines à axe vertical. Dans cette méthode, du type Actuator Swept Surface et analogue à celle de l'Actuator Disk pour les turbines à axe horizontal, la turbine est représentée par le volume balayé par ses pales lors de la rotation, *ie* un cylindre. Le modèle a été introduit en 1982 par Madsen [3] pour l'étude des éoliennes, puis redéveloppée par Shamsoddin [4] pour l'implémentation de la méthode dans un code CFD. Elle a été validée en terme d'efforts (forces normale et tangentielle) par Nguyen [5, 6] sur les expériences de Strickland [7] pour des hydroliennes de 1, 2 et 3 pale(s).

L'objet de cet article est l'application de la méthode de l'Actuator Cylindre à la turbine HYDROQUEST à axe vertical à doubles colonnes contrarotatives afin d'étudier un parc de turbines dans différentes conditions d'écoulement (orientation et vitesse).

En Section 2, une description du modèle est faite ainsi que sa validation en terme de sillage sur les base des expériences de Brochier [8]. En Section 3, l'application à une turbine de type HYDROQUEST est présentée, ainsi que l'étude d'un parc de quatre machines.

## 2. Modèle de l'Actuator Cylinder

### 2.1 Description du modèle

Le modèle de l'Actuator Cylinder représente la turbine comme un cylindre creux. Sur ce cylindre sont appliquées l'opposée des forces de portance  $F_L$  et de traînée  $F_D$ , dont l'expression, dépendant du type de pale, de fluide et de la vitesse relative locale, est connue.

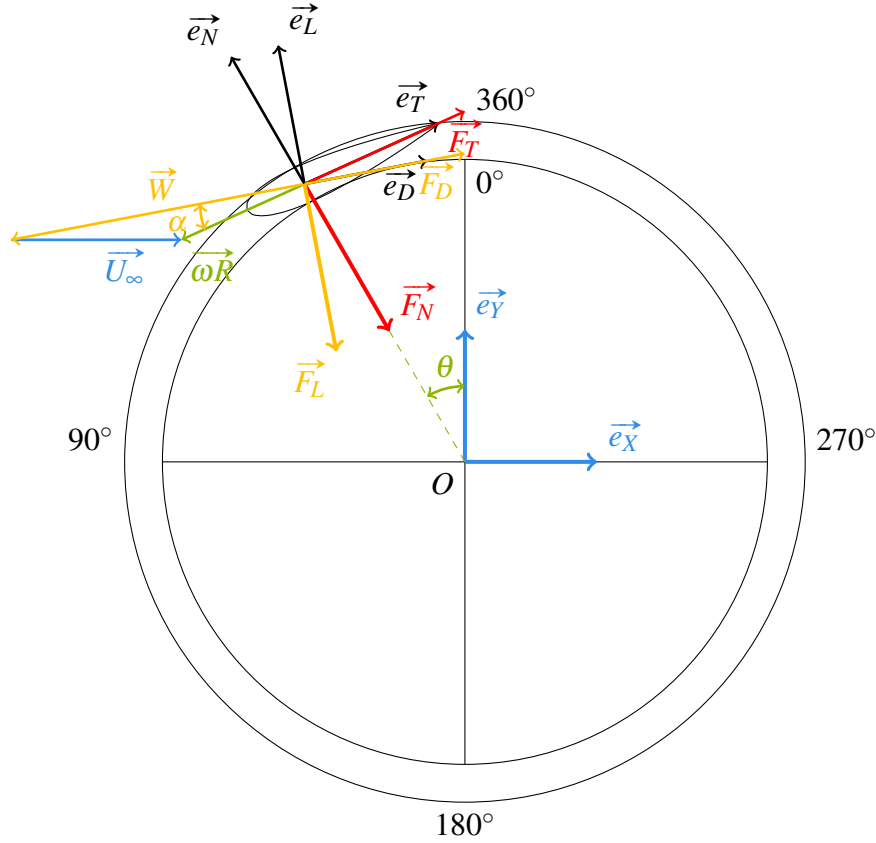


Figure 2. Schéma du modèle de l'Actuator Cylinder

Pour une pale droite (type Darrieus), les expressions des forces de portance et de traînée sont données respectivement en (1) et (2).

$$F_L = \frac{1}{2} \rho C_L C H_t \bar{W}^2 \quad (1)$$

$$F_D = \frac{1}{2} \rho C_D C H_t \bar{W}^2 \quad (2)$$

$\rho$  désigne la masse volumique du fluide,  $C$  la corde de la pale,  $H_t$  la hauteur de la turbine,  $\bar{W} = \vec{U} - \omega R \vec{e}_T$  la vitesse relative de la pale par rapport au fluide et  $C_L$  et  $C_D$  sont respectivement les coefficients de portance et de traînée. Ces coefficients, qui dépendent notamment du type de pale et de l'écoulement (nombre de Reynolds), sont connus et extraits à partir de tables aérodynamiques. L'angle d'attaque est défini par l'angle formé entre la direction de la vitesse relative du fluide  $\bar{W}$  et de celle de la vitesse de la pale  $-\omega R \vec{e}_T$ . Les forces hydrodynamiques, exprimées dans le repère  $(\vec{e}_D, \vec{e}_L)$ , sont ensuite projetées dans le repère cartésien. Ces forces sont ensuite moyennées sur une révolution d'une pale; la force totale pour chaque position azimutale  $\theta$  est alors multipliée par le nombre  $N$  de pale. La formule finale de la force totale pour une turbine tournant dans le sens trigonométrique est exprimée en (3).

$$\vec{F} = N \frac{\rho \bar{W}^2}{2} C H_t \left\{ \begin{array}{l} [-C_L \sin(\theta - \alpha) - C_D \cos(\theta - \alpha)] \vec{e}_X \\ + [C_L \cos(\theta - \alpha) - C_D \sin(\theta - \alpha)] \vec{e}_Y \end{array} \right. \quad (3)$$

Les simulations numériques sont réalisées en 2D sur le logiciel de calcul CFD ANSYS Fluent, qui résout les équations de Navier-Stokes stationnaires RANS (Équations (4, 5)) avec l'ajout d'un terme source  $S_i$  correspondant aux forces hydrodynamiques volumiques exercées sur les pales (Équation (3)). L'écoulement est supposé incompressible.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial (\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + R_{ij} \right] + \rho g_i + S_i \quad (5)$$

$R_{ij} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$  est le tenseur de Reynolds,  $\mu_t$  la viscosité turbulente. La vitesse relative  $\vec{W}$  est ici calculée à partir de la vitesse locale du fluide et de la vitesse de rotation de la turbine:  $\vec{W} = U_{local,N} \cdot \vec{e}_N + (U_{local,T} - \omega R) \cdot \vec{e}_T$ .

La géométrie ainsi que le maillage de la turbine et du domaine sont réalisés par les outils fournis dans la suite ANSYS, soit respectivement ANSYS Design Modeler et ANSYS Meshing.

## 2.2 Validation du modèle

Le modèle de l'Actuator Cylinder est validé en terme d'effort à travers le calcul des forces normales et tangentielle et en terme de sillage avec l'étude des vitesses en aval de la turbine.

Les efforts ont été validés par Nguyen [6, 9] sur les expériences de Strickland [7] pour des turbines de 1, 2 et 3 pales. Les calculs sont réalisés en implicite à l'ordre 2, et le modèle  $k - \varepsilon$  est choisi pour la turbulence. L'algorithme de couplage pression-vitesse est le modèle SIMPLEC. Les résultats numériques (forces normale et tangentielle en fonction de la position de la pale) comparés à l'expérience peuvent être retrouvés en [5]. Pour l'expérience sur la turbine à une pale, la force normale est très bien reproduite et en accord avec l'expérience; la force tangentielle diffère cependant quelque peu dans le demi-disque amont de la turbine. Dans l'expérience sur la turbine à trois pales, les forces sont toujours en accord avec l'expérience, avec un léger écart dans le demi-disque aval de la turbine, dû à la présence de tourbillons de pales dans cette partie de l'écoulement.

En terme de sillage, les résultats de nos simulations numériques sont comparés avec l'expérience de Brochier [8]. Dans son expérience, une turbine à deux pales est placée dans un tunnel hydrodynamique avec une vanne d'essai de 1,20 m de long et de  $20 \times 20 \text{ cm}^2$  de section. Une vitesse constante de  $0,02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  est imposée pour l'écoulement, et la vitesse de rotation de la turbine est de  $83 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ , pour un paramètre d'avance  $\lambda = \frac{\omega R}{U_\infty}$  de 3,85. Après plusieurs tests, le modèle de turbulence ainsi que les différents schémas de discrétisation et de couplage pression-vitesse sont choisis et détaillés dans le Tableau 1.

Modèle de turbulence	$k - \varepsilon$
Couplage Pression-Vitesse	SIMPLEC
Gradient	Green-Gauss Node Based
Pression	Body Force Weighted (ordre 3)
Moment	Third-Order MUSCL
Énergie cinétique turbulente $k$	Third-Order MUSCL
Taux de dissipation turbulente $\varepsilon$	Third-Order MUSCL

Tableau 1. Paramètres numériques pour la simulation

Les profils transversaux de vitesse en différentes positions  $x$  à l'aval de la turbine sont présentés en Figure 3. Sur cette Figure, la dissymétrie en sillage proche de la turbine, due au sens de rotation et à la présence de l'axe de la turbine, ainsi que la récupération des vitesses au fur et à mesure de l'écoulement sont bien représentées par le modèle numérique de l'Actuator Cylinder.

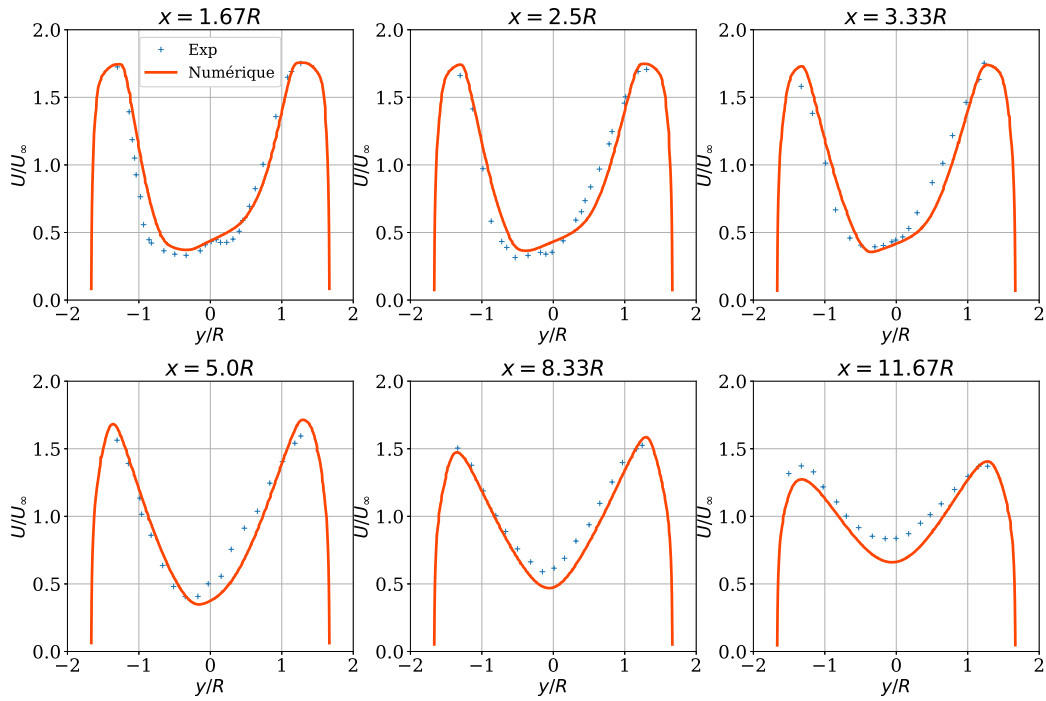


Figure 3. Comparaison des profils transversaux de vitesse dans le sillage de la turbine entre les résultats expérimentaux de Brochier [8] et les résultats numériques;  $x$  représente la distance du profil en aval au centre de la turbine

### 3. Application de la méthode à la turbine marine Hydroquest

#### 3.1 Étude de la turbine seule

L'hydrolienne développée par Hydroquest est composée de deux étages de deux turbines tournant dans des sens contraires (cf Figure 1). Chacune des 4 turbines possède trois pales de type H de 3,8 m d'envergure, séparées de  $120^\circ$  les unes des autres et le rotor est de rayon  $R = 4$  m. Les turbines sont séparées par des carénages latéraux; le carénage total encadrant la turbine est d'environ 11 m de haut, 10 m de long et large de 25 m.

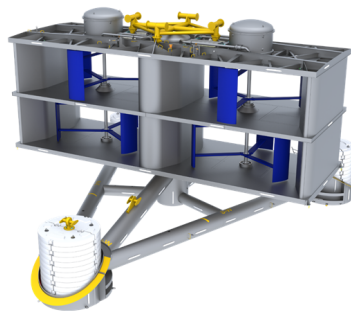


Figure 4. Turbine marine Hydroquest à deux étages avec sa base gravitaire

La turbine est modélisée sur ANSYS DesignModeler et maillée sur ANSYS Meshing. Elle est placée dans un domaine de 400 m de long et de 100 m de large, à 100 m de l'entrée du domaine et centrée sur la largeur (Figure 5). Suite à une étude de convergence en maillage, l'ensemble du domaine est maillé avec une taille de maille maximale de  $D/15 = 0.533$  m, pour un total de 397 894 éléments. Pour les calculs, les caractéristiques numériques des simulations sont les mêmes que pour celles de Brochier (Tableau 1). Une série de tests sur les conditions de courant en entrée (vitesse et orientation) est ensuite effectuée. Trois vitesses  $U_{inlet}$  de  $-3,0$ ,  $1,5$  et  $3,0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  et trois angles d'incidence  $\gamma$  de  $0$ ,  $10$  et  $20^\circ$  sont étudiés pour un même paramètre d'avance  $\lambda = 2$ .

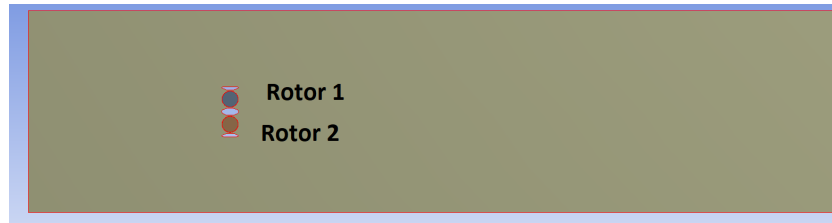


Figure 5. Domaine de calcul pour le cas de la turbine Hydroquest seule

Pour cela, la vitesse de rotation des rotors sera adaptée, les valeurs sont disponibles dans le Tableau 2.

Vitesse d'entrée ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ )	1	1,5	2	2,5	3
Vitesse de rotation ( $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ )	0,5	0,75	1	1,25	1,5

Tableau 2. Vitesse de rotation du rotor en fonction de la vitesse d'entrée du fluide ( $\lambda = 2$ )

Le sillage (vitesse adimensionnée) est analysé pour chacun des tests effectués (Figures 6 à 8), et les profils transversaux et longitudinaux de vitesse adimensionnée sont tracés (Figure 9) pour chaque cas. En observant les Figures 6 à 8, on remarque tout d'abord que les sillages, très marqués, provoqués par chacun des deux rotors se rejoignent en aval de la turbine, formant un seul sillage plus large. La présence des carénages latéraux implique des survitesses sur les côtés de la turbine et à proximité des rotors, dû à un effet de blocage. La présence du carénage central induit aussi une accélération à proximité des rotors, ainsi qu'un léger déficit sur la vitesse qui est rapidement gommé par les survitesses à ses côtés.

Pour une orientation nulle du courant entrant, on remarque qu'une augmentation de la vitesse induit un sillage légèrement plus marqué en sillage proche de la turbine. À mesure que l'angle d'incidence augmente, ce phénomène paraît disparaître (Figures 6b, 6c, 7b and 7c). Dans le cas d'une vitesse négative, les sillages des deux rotors sont plus marqués que lorsque la vitesse est positive, et se rejoignent aussi plus rapidement (Figures 7a et 8a). Ces phénomènes, encore plus visibles lorsque le courant entrant n'est pas perpendiculaire à la face d'entrée des turbines (Figures 8b et 8c), sont dus au sens de rotation des deux rotors, qui ne vont pas permettre une accélération du fluide dans l'axe de la turbine. La récupération est aussi moins rapide dans le cas où l'écoulement est inverse (Figure 9).

Lorsque l'angle d'incidence du courant augmente, et quelle que soit la valeur de la vitesse, l'étendue ainsi que les valeurs des survitesses sur les côtés de la turbine sont moins importantes. La vitesse au niveau du carénage du rotor 1 est plus élevée que celle au niveau du rotor 2, et des tourbillons apparaissent pour  $\gamma = 20^\circ$ , avec un détachement de l'écoulement sur le haut du carénage.

Les puissances produites par la machine pour chaque configuration sont détaillées dans le Tableau 3. Celles-ci ont été corrigées avec un coefficient adapté ([10, 11]) pour pallier aux différences liées aux effets 3D. En effet, la différence entre les coefficients de puissance d'un calcul 2D et d'un calcul 3D ou d'une expérience peut atteindre les 60%. Sans surprise, la machine produit plus de puissance lorsque la vitesse d'entrée est élevée. Pour un angle de  $\gamma = 10^\circ$ , il apparaît que la puissance produite diminue, puis réaugmente lorsque l'angle d'incidence passe à  $20^\circ$ . Aussi, de manière générale, le rotor 2 produit plus de puissance que le rotor 1. Il n'y a en revanche pas de différences notables entre une vitesse positive ou négative.

Orientation \ Vitesse	$U_\infty = 1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$		$U_\infty = 3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$		$U_\infty = -3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	
	Rotor 1	Rotor 2	Rotor 1	Rotor 2	Rotor 1	Rotor 2
$\gamma = 0^\circ$	0,080	0,092	0,650	0,745	0,650	0,745
$\gamma = 10^\circ$	0,079	0,191	0,632	0,644	0,648	0,674
$\gamma = 20^\circ$	0,088	0,083	0,706	0,662	0,693	0,701

Tableau 3. Puissance produite (MW) par chaque rotor de la turbine pour les différentes conditions de courant

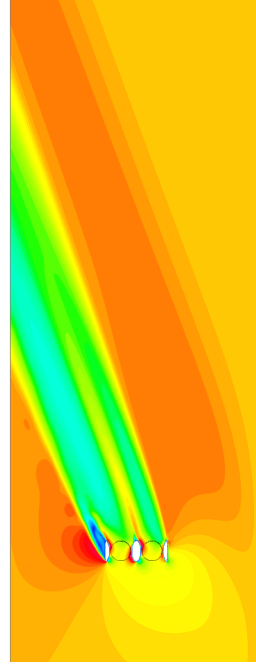
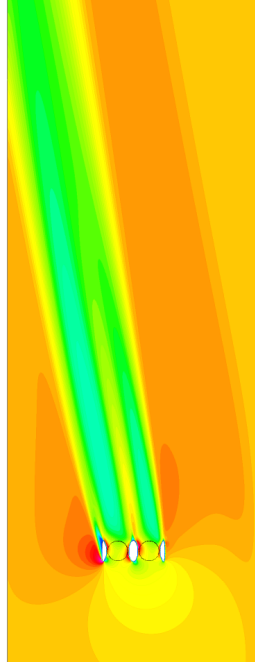
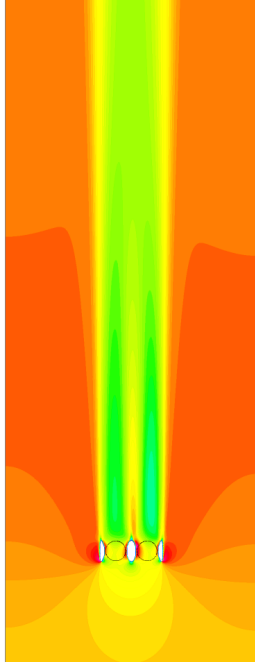
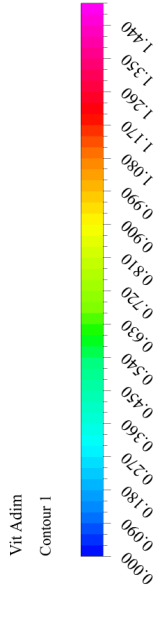


Figure 6. Champ des vitesses adimensionnées pour  $U_{inlet} = 1.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

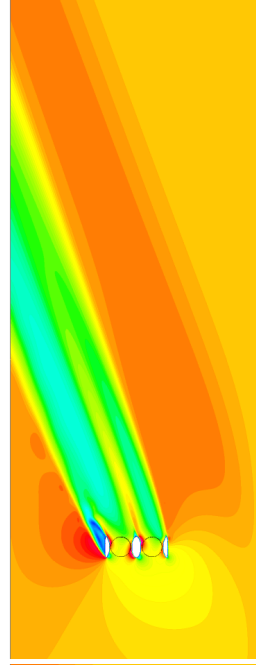
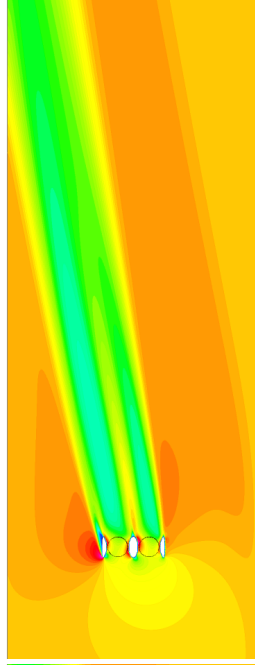
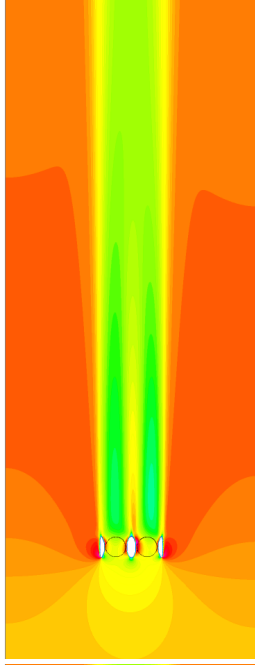
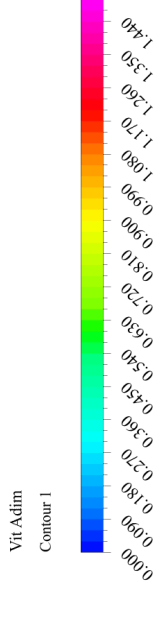


Figure 7. Champ des vitesses adimensionnées pour  $U_{inlet} = 3.0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

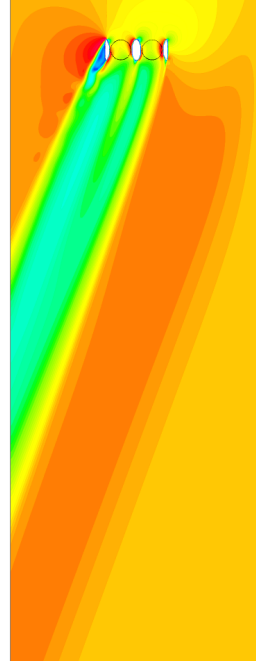
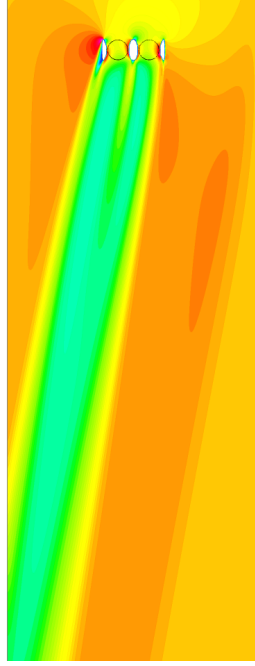
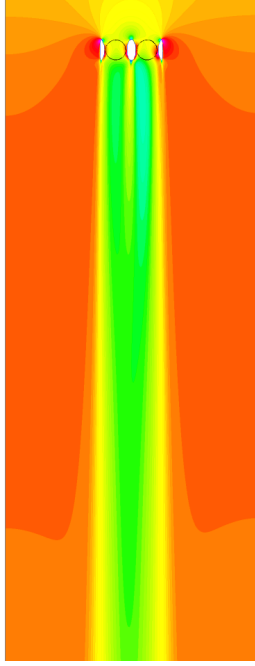
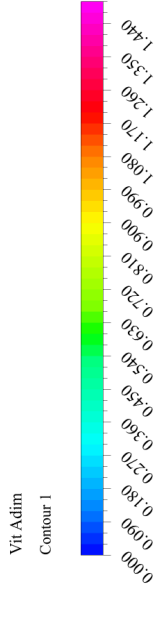
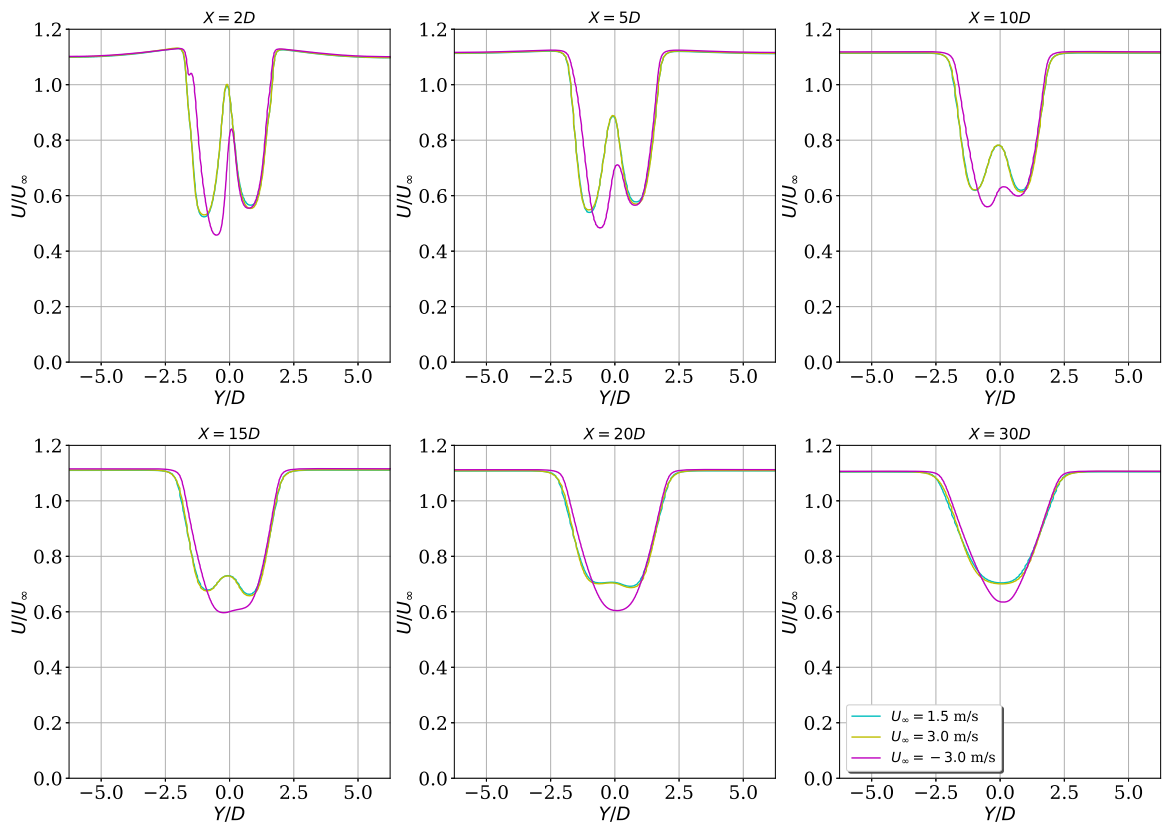
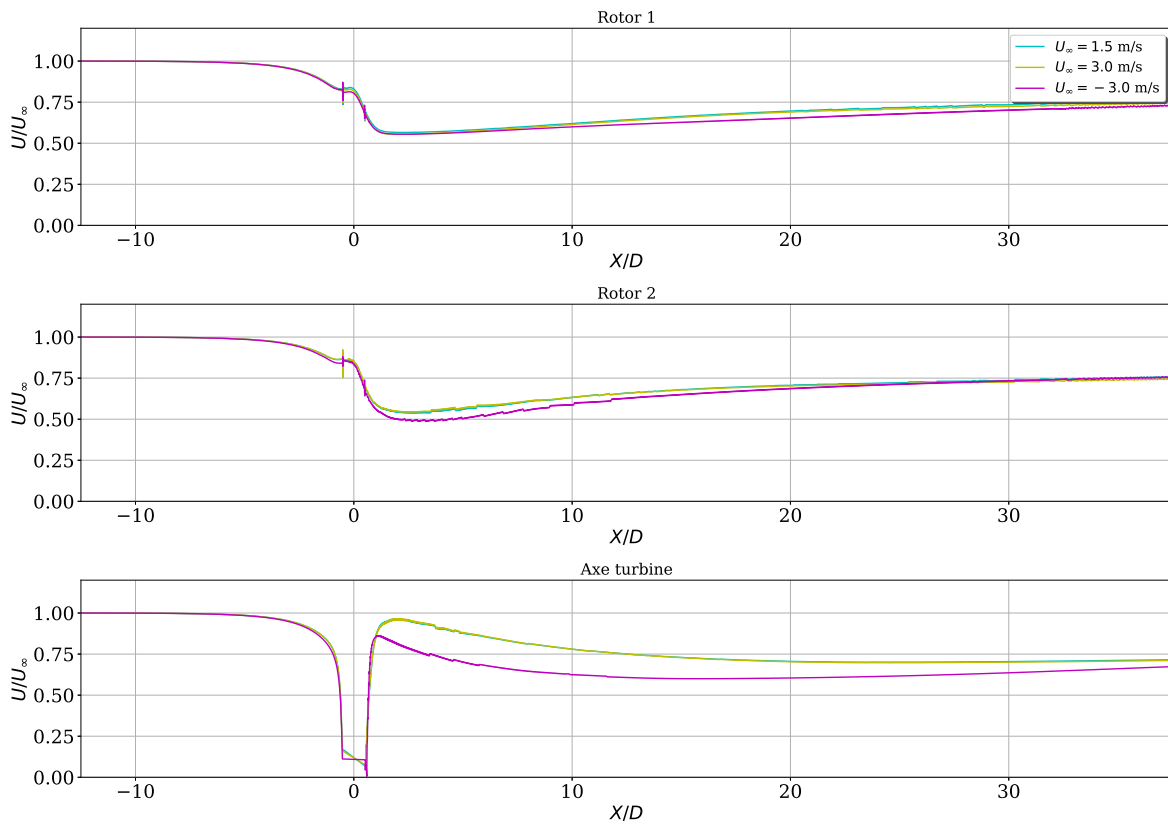


Figure 8. Champ des vitesses adimensionnées pour  $U_{inlet} = -3.0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$



(a) Profils transversaux



(b) Profils longitudinaux

Figure 9. Comparaison des profils de vitesse pour les différentes vitesses en entrée,  $\gamma = 0^\circ$



### 3.2 Application à un parc

La méthode et les conditions de courant sont appliquées à un parc hydrolien. Quatre turbines sont placées à 100 m de l'entrée d'un domaine de 600 m de long sur 500 m de large. Les turbines sont espacées entre elles de 100 m (centre à centre) latéralement et longitudinalement. Le nom des machines est défini comme sur la Figure 10.



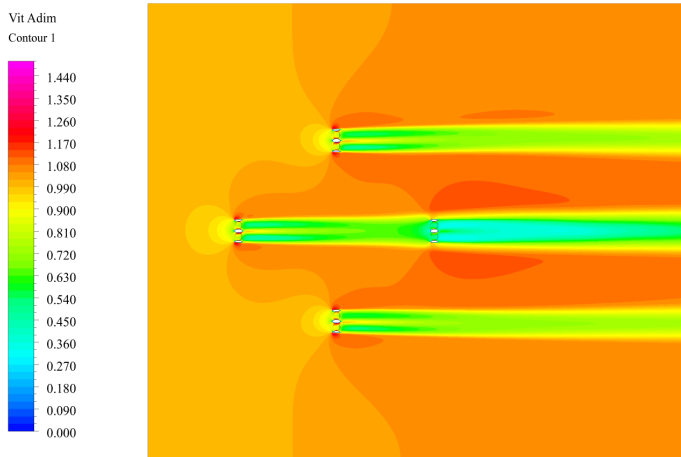
Figure 10. Domaine de calcul pour le parc de 4 hydroliennes

Les sillages des vitesses adimensionnées sont représentés en Figures 11 et 12. Pour un écoulement avec une orientation nulle, on remarque que le sillage de la turbine  $M_{1,1}$  a un impact direct sur la turbine  $M_{3,1}$  située sur la même ligne plus en aval (configuration en tandem). La vitesse en entrée de cette dernière est alors plus faible que la vitesse en entrée du parc, ce qui entraîne qu'un sillage plus marqué aura pour conséquence une production de puissance plus faible que pour la première turbine. De plus, le sillage de la machine  $M_{1,1}$  se trouve impacté par la présence de la machine  $M_{3,1}$ , et est ainsi légèrement plus évasé juste à l'entrée de cette dernière turbine. Le sillage des machines latérales ( $M_{2,1}$  et  $M_{2,2}$ ) ne semble pas être impacté par la machine de la première colonne.

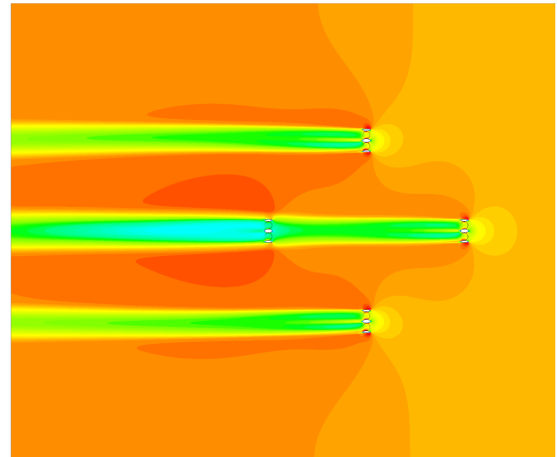
Pour un angle d'incidence du courant de  $10^\circ$ , la machine de la dernière colonne ne se trouve plus directement dans l'axe de la première machine. En revanche, les survitesses dues aux carénages latéraux de la turbine  $M_{3,1}$  entraînent un rétrécissement du sillage de la première turbine. Le déficit de la machine  $M_{1,1}$  paraît aussi moins marqué lorsqu'il a dépassé la machine  $M_{3,1}$ . De plus, le sillage des machines de la deuxième ligne semble légèrement impacté par les deux autres turbines.

Lorsque l'angle d'incidence atteint  $20^\circ$ , le sillage des premières machines atteintes par le courant (machines  $M_{1,1}$  et  $M_{2,2}$ ) subit un rétrécissement ainsi qu'un déficit plus faible du fait des survitesses latérales des deux autres turbines. Comme observé précédemment dans le cas d'une turbine seule, des tourbillons apparaissent au voisinage des turbines, du fait de la présence des carénages latéraux.

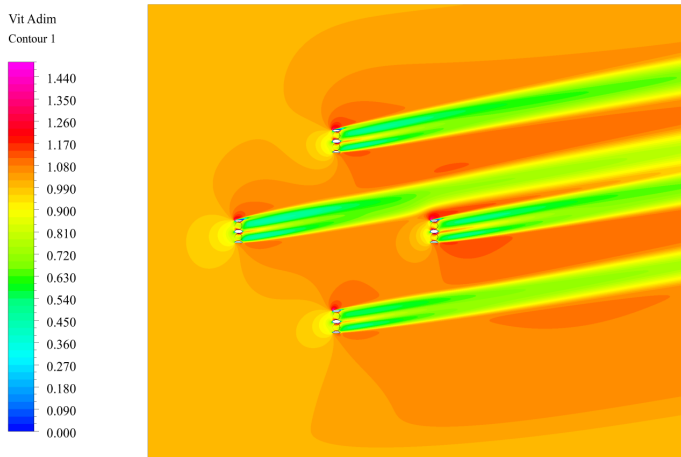
Pour tous les angles étudiés, les mêmes effets sont constatés dans les cas de vitesses négatives.



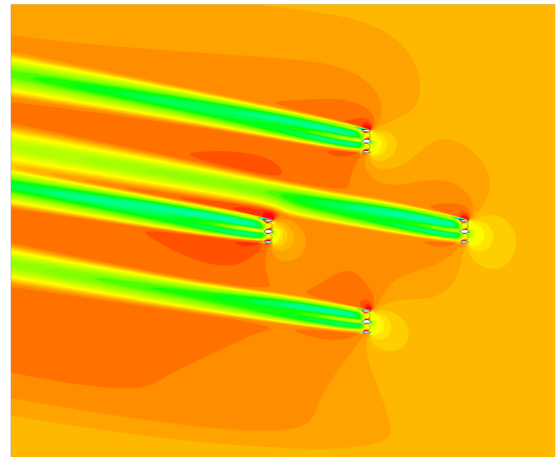
(a) 0°



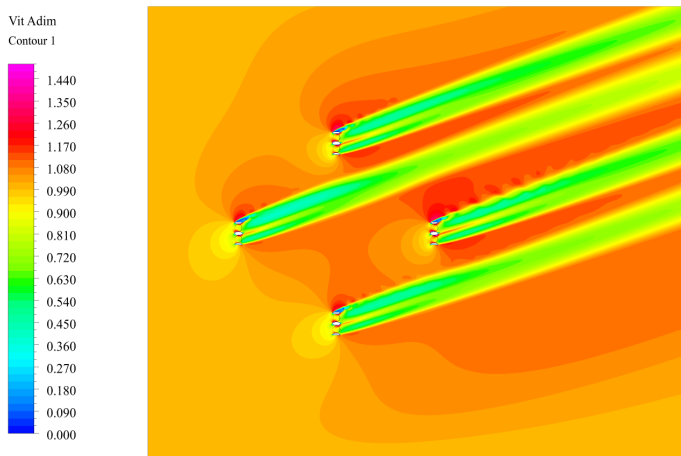
(a) 0°



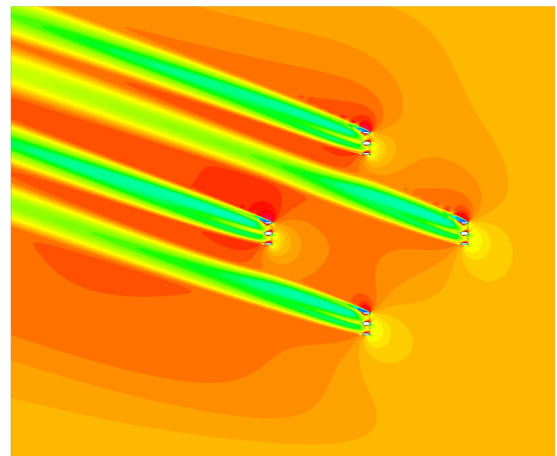
(b) 10°



(b) 10°



(c) 20°



(c) 20°

Figure 11. Champ des vitesses positives pour le parc de 4 turbines

Figure 12. Champ des vitesses négatives pour le parc de 4 turbines

Les puissances produites, en MW, de chacune des turbines sont détaillées dans le Tableau 4.

Machine Cas		$M_{1,1}$		$M_{2,1}$		$M_{2,2}$		$M_{3,1}$		$P_{tot}$
		Rotor 1	Rotor 2	Rotor 1	Rotor 2	Rotor 1	Rotor 2	Rotor 1	Rotor 2	
$\gamma = 0^\circ$	$U_\infty = 3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	0,590	0,667	0,572	0,684	0,547	0,647	0,222	0,259	4,188
	$U_\infty = -3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	0,229	0,237	0,572	0,661	0,573	0,600	0,544	0,588	4,204
$\gamma = 10^\circ$	$U_\infty = 3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	0,655	0,715	0,637	0,682	0,550	0,608	0,670	0,711	5,228
	$U_\infty = -3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	0,774	0,788	0,647	0,698	0,608	0,598	0,630	0,617	5,360
$\gamma = 20^\circ$	$U_\infty = 3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	0,732	0,713	0,727	0,756	0,647	0,628	0,741	0,769	5,693
	$U_\infty = -3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	0,847	0,834	0,736	0,763	0,672	0,639	0,691	0,659	5,841

Tableau 4. Puissance produite (MW) par chaque rotor de chaque turbine pour les différentes conditions de courant pour le parc

Dans un premier temps, en accord avec l'allure des sillages, il est noté que la puissance produite par la machine  $M_{3,1}$  est beaucoup plus faible que les autres machines dans le cas d'une orientation nulle du courant: en effet, celle-ci est directement située dans l'axe de la première turbine  $M_{1,1}$ , et la vitesse à son entrée est ainsi beaucoup plus faible que pour les autres turbines. Il est remarqué qu'une augmentation de l'angle d'incidence du courant entraîne une augmentation de la production totale du parc. En effet, pour cette configuration, les machines profitent des survitesses produites par les machines amont, et ne se trouvent pas directement dans leur sillage.

#### 4. Conclusions

Une méthode pour la représentation des hydroliennes à axe vertical basée sur la méthode de l'Actuator Swept-Surface, le modèle de l'Actuator Cylinder, a ici été présentée. Les calculs sont réalisés en 2D stationnaire, et les forces et sillages obtenus sont comparés avec des expériences pour valider la méthode. Les principales différences relevées entre la modélisation et la réalité sont dues d'une part à la non-prise en compte des phénomènes transitoires dans la simulation et donc une perte d'information (formation de tourbillon) et d'autre part au fait que les calculs sont réalisés en 2D seulement. Les résultats obtenus sont cependant conformes aux expériences.

La méthode est ensuite appliquée à une hydrolienne Hydroquest, composée de deux étages de deux rotors contrarotatifs. Plusieurs conditions de courant en entrée (vitesse et orientation) pour un même paramètre d'avance sont testées, et les résultats (sillage et puissance produite) sont comparés entre les différents cas. Il est remarqué que la vitesse influe peu sur le sillage et la récupération de la vitesse en aval de la turbine. Cependant, plus la vitesse sera grande et plus la puissance produite par la turbine sera importante. Au contraire, l'orientation du courant a un impact plus important sur l'allure du sillage, et un angle important peut de fait générer des tourbillons du fait de l'interaction du courant avec le carénage de la machine. La puissance n'est cependant que légèrement impactée par une orientation du courant. Aussi, à première vue, l'écoulement est très marqué par la présence de la turbine et apparaît aussi très long: ceci est dû d'une part au calcul 2D stationnaire, qui ne prend pas en compte certains effets tels que les tourbillons de bout de pale ou encore les effets de fond. D'autre part, une correction 3D doit être faite sur la hauteur de la turbine: en effet, celle-ci est définie comme agissant sur la totalité de la colonne d'eau.

Un parc de quatre machines est ensuite réalisé, et l'impact de l'orientation du courant est ainsi étudié. Il apparaît que selon l'angle d'incidence du courant d'entrée et de la position des turbines entre elles, le sillage des machines situées plus en amont aura un effet plus ou moins bénéfiques sur la production de puissance des machines plus en aval. En effet, si une machine est située directement dans l'axe du sillage d'une turbine amont, alors la puissance produite sera moindre du fait d'une vitesse en entrée de turbine plus faible. Cependant, si la

turbine plus en aval se trouve dans la partie du fluide accélérée par la turbine, alors la puissance produite sera plus importante.

L'étude du positionnement des hydroliennes dans un parc en fonction des conditions d'entrée est alors un enjeu important pour l'implantation de fermes. Celui-ci doit prendre en compte les effets de l'angle d'incidence et l'occurrence des situations pour établir le productible le plus juste. Les prochains travaux concerneront l'étude de plusieurs configurations.

## Remerciements

Ce travail s'inscrit dans le cadre de l'AMI ADEME Oceanquest (N°1682C0085) portant sur le développement de l'hydrolienne marine de Hydroquest et CMN. Les auteurs remercient le Conseil Départemental de la Manche (CD 50) pour le financement des ressources informatiques.

## References

- [1] V. Nguyen, S. Guillou, J. Thiébot, and A. Santa Cruz, "Numerical simulation of a pilot tidal farm using actuator disks, influence of a time-varying current direction," in *Grand Renewable Energy 2014 Proceeding, Tokyo, Japan*, 2014.
- [2] R. J. Templin, "Aerodynamic performance theory of the nrc vertical axis wind turbine," Tech. Rep. LTR-LA-160, National Research Council of Canada, 1973.
- [3] H. A. Madsen, *The Actuator Cylinder - A Flow Model for Vertical Axis Wind Turbines*. PhD thesis, Technical University of Denmark, 1982.
- [4] S. Shamsoddin and F. Porté-Agel, "Large eddy simulation of vertical axis wind turbine wakes," *Energies*, pp. 890–912, 2014.
- [5] V. Nguyen, S. S. Guillou, J. Thiébot, and A. Santa Cruz, "Sur la représentation des turbines à axe vertical dans le raz blanchard," in *15èmes Journées de l'Hydrodynamique, Brest, France*, 2016.
- [6] V. T. Nguyen, *Modélisation de l'interaction entre hydroliennes et le courant dans un courant de marée comme celui du Raz Blanchard*. PhD thesis, Université de Caen Basse-Normandie, 2015.
- [7] J. H. Strickland, B. T. Webster, and T. A. Nguyen, "Vortex model of the darrieus turbine: an analytical and experimental study," *Trans ASME Journal of Fluids Engineering*, vol. 101, pp. 500–505, 1979.
- [8] G. Brochier, *Étude numérique de la couche limite instationnaire sur un profil d'aile en mouvement, application et expérimentation à l'éolienne Darrieus*. PhD thesis, Université d'Aix-Marseille II, 1986.
- [9] V. Nguyen, S. S. Guillou, J. Thiébot, and A. Santa Cruz, "A methodology for representing the effect of vertical-axis turbines on the flow," in *2nd International Conference on Offshore Renewable Energy, Glasgow, Scotland*, 2016.
- [10] T. Maitre, E. Amet, and C. Pellone, "Modeling of the flow in a darrieus water turbine: wall grid refinement analysis and comparison with experiments," *Renewable Energy*, vol. 51, pp. 497–512, 2012.
- [11] R. Howell, N. Qin, J. Edwards, and N. Durrani, "Wind tunnel and numerical study of a small vertical axis wind turbine," *Renewable Energy*, vol. 35, pp. 412–422, 2009.