

**Etude numérique et expérimentale d'une hydrolienne à axe vertical et à pitch variable.**

*17<sup>èmes</sup> JOURNEES DE L'HYDRODYNAMIQUE JH2020*

**P. Pergler<sup>(1),\*</sup>, O. Kimmoun<sup>(1)</sup>, B. Paillard<sup>(3)</sup>, H. Branger<sup>(1)</sup>, and C. Luneau<sup>(2)</sup>**

<sup>(1)</sup>Institut de Recherche sur les phénomènes Hors-Equilibre, UMR 7342,  
Aix-Marseille-Université, CNRS, ECM

<sup>(2)</sup>Institut Pytheas, Marseille

<sup>(3)</sup>Alternative current energy, Bordeaux

\* Corresponding author: paul.pergler@centrale-marseille.fr

**Résumé**

Les principaux inconvénients des hydroliennes à axe vertical sont une mauvaise aptitude à démarrer seules et un coefficient de puissance plus faible que leur cousine à axe horizontal. Ces deux problèmes peuvent être résolus en soumettant les pales à un contrôle individuel de leur angle de calage. Dans cette étude, une optimisation génétique expérimentale des lois de calage a été réalisée à l'aide du logiciel open source Dakota au cours d'une campagne expérimentale en canal de circulation. De plus, afin d'évaluer le décrochage dynamique et le sillage proche de la turbine, une étude de vélocimétrie par images de particules (PIV) a été réalisée. Enfin l'écoulement a été simulé à partir de logiciel open source OpenFOAM (2D RANS avec modèle de turbulence SST  $k - \omega$  et LES). Ces simulations avaient deux objectifs distincts. Le premier était de valider le code utilisé en comparant ses résultats avec les données expérimentales. Le second était de prédire la puissance développée par la turbine. L'étude expérimentale a été menée dans les installations de l'Ecole Centrale Nantes / Laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Énergétique et Environnement Atmosphérique (ECN/LHEEA).

**Summary**

The main disadvantages of vertical axis current turbines are a poor ability to self-start and a lower power coefficient than the horizontal axis ones. These two problems can be solved by subjecting the blades to individual control of their pitch angle. In this study, an experimental genetic optimization of the pitch laws was performed using the open source software Dakota during an experimental current circulation tank campaign. In addition, in order to evaluate the dynamic stall and the wake close to the turbine, a particle image velocimetry (PIV) study was carried out. Finally the flow was simulated using OpenFOAM open source software (2D RANS with SST  $k - \omega$  and LES turbulence model). These simulations had two distinct objectives. The first was to validate the code used by comparing results with experimental data. The second was to predict the power developed by the turbine. The experimental study was conducted in the facilities of the Ecole Centrale Nantes. / Research Laboratory in Hydrodynamics, Energy and Atmospheric Environment (ECN/LHEEA).

# 1. Introduction

La prise de conscience de la responsabilité humaine dans le réchauffement climatique oblige les nations à diversifier leurs moyens de production d'énergie. L'hydrolien marin et fluvial est en train de se faire une place en France dans le mix énergétique. La conception choisie pour le marché des grandes éoliennes (puissance nominale de l'ordre du MW) est celle d'un axe horizontal à trois pales. Pour les hydroliennes, il n'existe pas encore de consensus sur la géométrie la plus intéressante. Malgré des rendements a priori plus faibles, des difficultés à démarrer seules et la prédiction de performances compliquée, les turbines à axe vertical avec des pales droites présentent des avantages significatifs ([1]) :

- La simplicité de la conception (les pales droites sont beaucoup moins chères à produire que les pales actuelles utilisées sur les turbines à axe horizontal).
- La possibilité de positionner facilement le générateur sur le flotteur pour les turbines marines, ce qui rend la maintenance plus facile à réaliser.
- Une dégradation plus faible des performances lorsque la direction de l'écoulement n'est pas exactement dans l'axe nominal de la turbine.

Pour tenter de compenser le rendement plus faible et l'impossibilité d'un démarrage autonome, des systèmes permettant de modifier l'orientation des pales durant une révolution de la turbine ont été élaborés. Ainsi, des lois permettant de régir l'angle, appelées lois de calage ou de pitch, ont été étudiées expérimentalement et numériquement [2, 3]. Cette technologie permet également de lisser les fortes variations de couple, ce qui implique une diminution des vibrations et donc une durée de vie plus longue, un bruit plus faible et une maintenance moins importante. A cause des effets de sillage et du décrochage dynamique, ces turbines restent difficiles à étudier numériquement. Cependant, des modèles numériques ont été développées pour mieux comprendre ce type de turbines et ont permis d'améliorer leurs performances. Les premiers modèles ont été réalisés avec le modèle classique Double Multi Stream Tube (DMST) qui est décrit dans les travaux de Paraschivoiu et al. [4] et n'a pas permis de résoudre ce problème d'interaction entre le sillage produit en amont sur la pale située en aval. Ensuite, des méthodes de vortex ont été développées et mises en œuvre notamment dans le logiciel open source Qblade [5]. Cependant, cette méthode ne nous permet pas d'aborder les phénomènes complexes aussi finement que la CFD, mais elle constitue cependant un bon équilibre entre le coût numérique et les performances de calcul. La CFD est aujourd'hui la méthode la plus utilisée au niveau universitaire [6, 7] pour résoudre ce problème complexe. Parallèlement à l'élaboration du design individuel optimal de la turbine à axe vertical, la recherche se concentre sur l'interaction entre les différents sillages émis par les turbines dans le but d'élaborer des fermes de production. En effet, les sillages émis par les turbines à axe horizontal sont assez bien connus contrairement à ceux émis par leur cousine à axe vertical. Pour ces dernières, les études sont plus récentes ([8, 9]). Notre étude est une extension du projet AeroPitch [10] qui visait à développer une solution innovante de contrôle et de commande aérodynamique pour réguler la vitesse d'une éolienne offshore à axe de rotation vertical en utilisant un angle de calage (pitch) variable pour chaque pale. Pour trouver une loi de contrôle qui permette d'obtenir la meilleure vitesse de rotation, un système d'optimisation des paramètres, réalisé à l'aide de l'algorithme génétique auto-organisé du logiciel open source Dakota, a été mis en place.

La même méthode d'optimisation a été utilisée dans cette étude. Nous avons choisi de monter un nouveau modèle expérimental afin de pouvoir le positionner dans l'air et dans l'eau. Un capteur de couple et un frein réglable ont également été intégrés, ce qui permet de mesurer la puissance et donc de réaliser une optimisation sur cette donnée. La première partie de cette étude a porté sur une campagne expérimentale en bassin de circulation afin de maximiser la puissance en optimisant la loi de calage, à partir d'une loi de type Fourier fonction de la position azimutale. La seconde partie traite de simulations numériques bidimensionnelles réalisées à l'aide du logiciel OpenFOAM suivant le modèle RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) avec le modèle de turbulence  $k - \omega$  SST et le modèle LES (Large Eddy Simulation). La troisième partie présente des comparaisons entre des résultats numériques et des champs de vitesses expérimentaux obtenus à partir des images PIV. Les essais ont été réalisés dans les installations de l'Ecole Centrale Nantes/ Laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Énergétique et Environnement Atmosphérique (ECN/LHEEA).

## 2. Notion et état de l'art

La figure (1) présente un schéma en coupe horizontale d'une hydrolienne à axe vertical avec les conventions d'angles utilisées. On note  $\alpha$  l'angle d'incidence,  $\theta$  l'angle azimutal,  $U_\infty$  la vitesse de l'écoulement en amont (uniforme),  $R$  le rayon de la turbine,  $\omega$  la vitesse de rotation,  $\lambda = \frac{R\omega}{U_\infty}$  la vitesse réduite,  $F_L$  l'effort de portance et  $F_D$  l'effort de traînée. En première approximation, c'est à dire en négligeant les effets de sillage et le décrochage, mais aussi en considérant l'écoulement uniforme, on peut déterminer la physique des turbines à axe vertical.

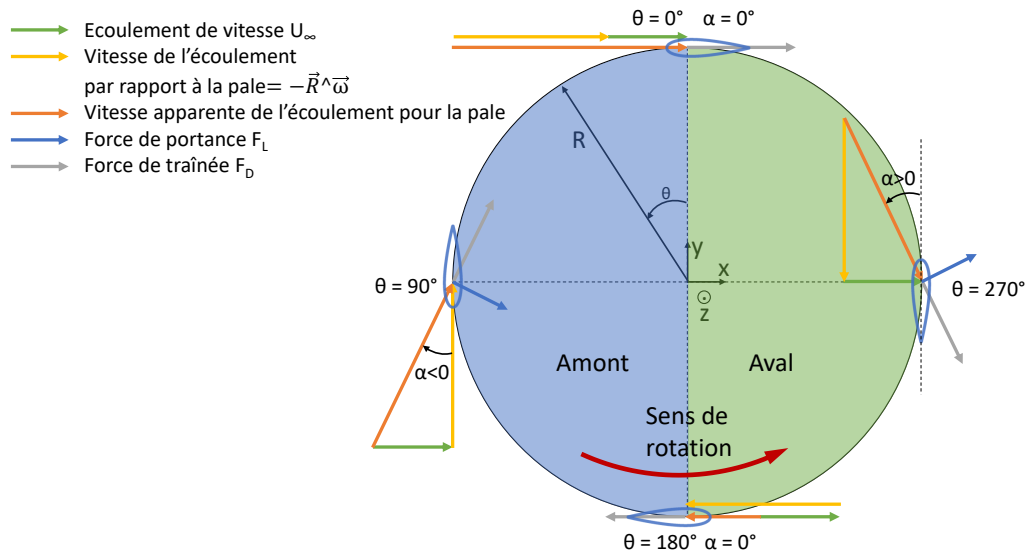


Figure 1. Triangle des vitesses et efforts résultants pour quatre positions azimutales sur une vue en coupe d'une machine Darrieus

On peut ainsi montrer que l'évolution de l'angle d'incidence en fonction de la vitesse réduite et de l'angle azimutal d'une pale s'écrit :  $\alpha = -atan\left(\frac{\sin(\theta)}{\lambda + \cos(\theta)}\right)$ . On note que plus la vitesse réduite augmente, plus l'angle d'incidence diminue. Pour les hydroliennes à axe vertical, l'ordre de grandeur des vitesses réduites optimales est de 2,5. Par conséquent, les angles d'incidence peuvent atteindre des maxima de l'ordre de  $25^\circ$  ce qui implique dans beaucoup de cas, un décrochage de l'écoulement du profil et donc une chute de portance et une baisse de rendement. C'est pour éviter des angles d'incidence trop grands, et donc le décrochage, que l'on ajoute un angle de calage que l'on note  $\beta$ . La figure (2) présente la convention associée à cet angle.

On peut également montrer que la force motrice  $\vec{F}_M$  (la force qui crée le mouvement de rotation) s'écrit :  $\vec{F}_M = \frac{1}{2}\rho c U_r^2 C_L \sin(\alpha + \beta) \vec{t}$  avec  $\rho$  la masse volumique de l'eau,  $c$  la corde d'une pale,  $U_r$  la vitesse relative de la pale considérée et  $\vec{t}$  le vecteur colinéaire à l'axe bord de fuite-bord d'attaque dans la direction bord d'attaque. Ainsi, l'angle de calage permet de jouer sur l'intensité de la force motrice. Le coefficient de puissance noté  $C_p$  est le rapport entre la puissance mécanique extraite du fluide et la puissance du fluide :  $C_p = \frac{\overline{\omega M_O}}{\frac{1}{2}\rho S U_\infty^3}$  avec  $\overline{\omega}$  la vitesse de rotation moyenne sur un tour,  $\overline{M_O}$  le couple moyen sur un tour et  $S$  la surface projetée dans l'écoulement de la turbine. Il permet de déterminer le rendement de la turbine. C'est le paramètre sur lequel porte l'optimisation. De nombreuses études se sont intéressées à cet angle de calage. Rezaeiha et al. [11] ont réalisé une étude numérique sur une éolienne à axe vertical comportant trois pales et montrent qu'avec un simple angle de calage fixe ( $\beta = -2^\circ$ ), la performance de la turbine est augmentée de 6,6%. Encore pour les éoliennes, Fielder et al. [12] (expérimentalement) et Zhang et al. [13] (numériquement) ont montré qu'une loi en sinus de type  $\beta = \beta_0 + \beta_1 \sin(\theta)$  permet une amélioration du coefficient de puissance de 19%. Hwang et

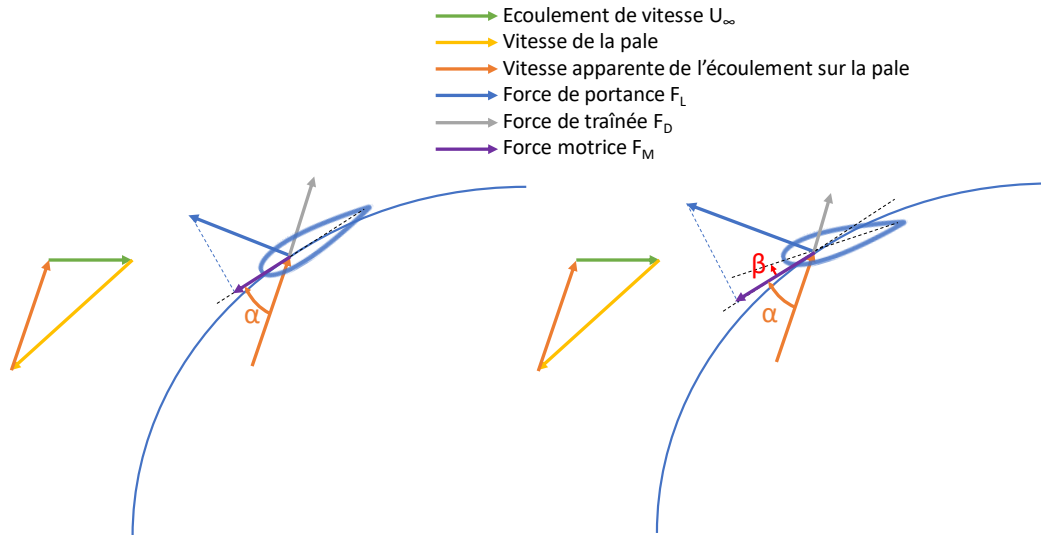


Figure 2. A Gauche : Sans modification de l'angle de calage — A droite : Avec modification de l'angle de calage

al. [14] ont étudié de façon très complète une hydrolienne à axe vertical avec différents profils de pales et une optimisation expérimentale génétique de la loi de calage. Dans cette étude, les auteurs n'ont pas présumé de la forme de la loi et ont découpé la tour en 12 points à optimiser. Cette étude présente une augmentation de 25% de la performance de la turbine. Le contrôle de l'angle de calage permet également le démarrage de la turbine. On comprend aisément qu'en orientant la pale située à un azimut proche de  $\theta = 180^\circ$  de façon à augmenter sa surface projetée tout en diminuant celle des deux autres pales, la turbine va démarrer.

### 3. Dispositif expérimental

#### 3.1 Maquette

La turbine étudiée est à axe vertical avec trois pales droites. Deux diamètres ont été testés de dimension  $D_1 = 500mm$  et  $D_2 = 700mm$ . Les pales sont des NACA0020 de hauteur  $H = 500mm$  et de corde  $c = 100mm$  et ont été réalisées en PMMA pour permettre à la lumière de les traverser et ainsi obtenir de meilleurs résultats PIV. Chacune est supportée par un bras en PMMA en bas et deux bras en carbone en haut, un pour la structure et l'autre pour le calage. La figure (3) présente la turbine et un schéma de la turbine dans le tunnel de circulation d'eau. Les solidités testées de la turbine sont  $\sigma_1 = \frac{nc}{\pi D_1} = 0,38$  et  $\sigma_2 = \frac{nc}{\pi D_2} = 0,27$  et le rapport d'aspect est  $AR = \frac{c}{H} = 0,02$ . Le couple résistant de la chaîne mécanique a été évalué à partir d'essais d'extinction d'après la méthode de Mungan [15] et est de  $0,155Nm$ .

Les essais ont été réalisés dans le canal de circulation du LHEEA à Nantes. Sa largeur est de  $2m$  et la hauteur d'eau a été fixée à  $0,88m$ . La vitesse de l'écoulement est de  $0,63m/s$  en moyenne mais on observe une légère fluctuation (figure (4)) pour un taux de turbulence déterminé avec la PIV à 5%.

#### 3.2 Instrumentation

La mesure de la puissance a été réalisée à partir du codeur E6B2-C OMRON, du couplemètre NCTE2200SM et d'un frein FAT 20 dont le couple résistant est réglable. La caméra utilisée dans le système PIV pour l'acquisition des images est la PHANTOM V641 – 2560 x 1600 pixels et le laser un Nd:YAG 50mJ avec deux têtes pouvant émettre un pulse toutes les  $0,01s$ . Des servo moteurs HV48010MG ont été installés pour piloter chaque pale. Pour traiter et échanger les informations, une carte Teensy 3.2 a été utilisée.

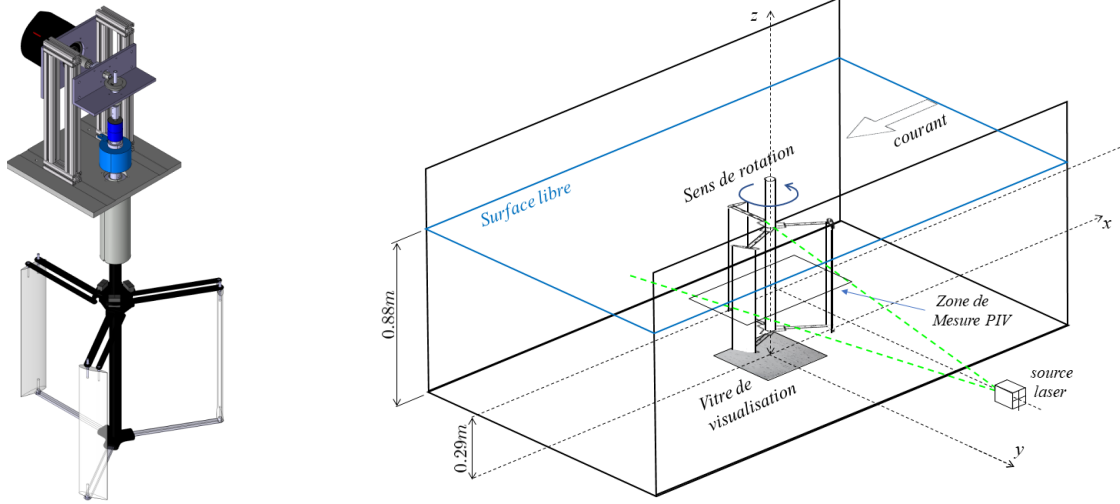


Figure 3. (A GAUCHE) : Modélisation 3D de l'hydrolienne. (A DROITE) : Schéma de la turbine dans le canal de circulation.

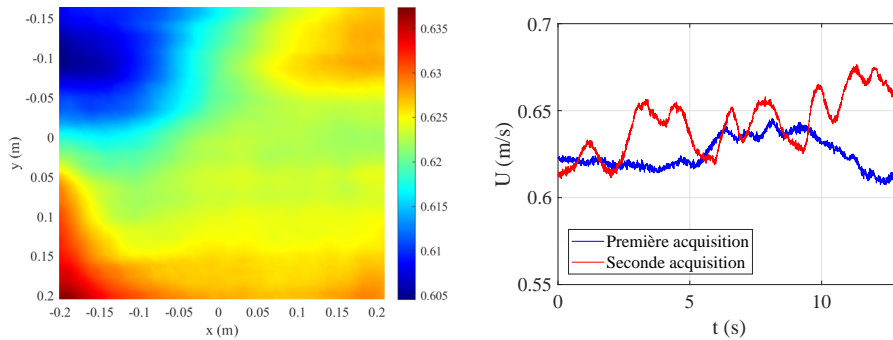


Figure 4. (A GAUCHE) : Moyenne sur 13 sec de la vitesse de l'écoulement (m/s). (A DROITE) : Evolution de la vitesse moyenne sur la fenêtre PIV.

### 3.3 Loi de calage et optimisation

Les lois de calage sont programmées en langage Arduino. Elles sont ensuite flashées sur la carte électronique Teensy. Les lois programmées sont des lois de Fourier et issues des travaux de Branger et al. [10]. Elles sont du type :

$$\beta = c_0 + \sum_{i=0}^n (c_{si} \sin(i\omega t) + c_{ci} \cos(i\omega t)) \quad (1)$$

Les paramètres  $c_0$ ,  $c_{si}$  et  $c_{ci}$  sont les constantes que l'on cherche à optimiser de façon à maximiser la puissance. Le paramètre  $n$  varie de 0 à 2 en fonction des cas. L'outil utilisé pour l'optimiser les paramètres de la loi choisie est le logiciel Open Source développé par le laboratoire Sandia DAKOTA<sup>1</sup>. DAKOTA dispose d'un large panel d'algorithmes d'optimisation. Une optimisation via l'algorithme génétique sog (self-organized genetic algorithm [16]) a été retenue.

<sup>1</sup><https://dakota.sandia.gov/>

## 4. Résultats expérimentaux d'optimisation

### 4.1 Angle de calage fixe

Pour chacune des deux solidités, la première étape a été de chercher l'angle de calage optimal pour une loi fixe donc indépendante de la position azimutale. Ces deux optimisations ont été réalisées pour une valeur de couple résistant différent, les valeurs obtenues pour les deux solidités ne sont pas comparables. La figure (5), nous montre que les résultats obtenus par l'optimisation sont cohérents et qu'il est donc pertinent d'étendre cette méthodologie pour d'autres cas. On observe un assez large plateau d'environ  $6^\circ$  dans les deux cas pour lesquels les performances sont similaires. Ce résultat a également été observé par Hwang et al. [14].

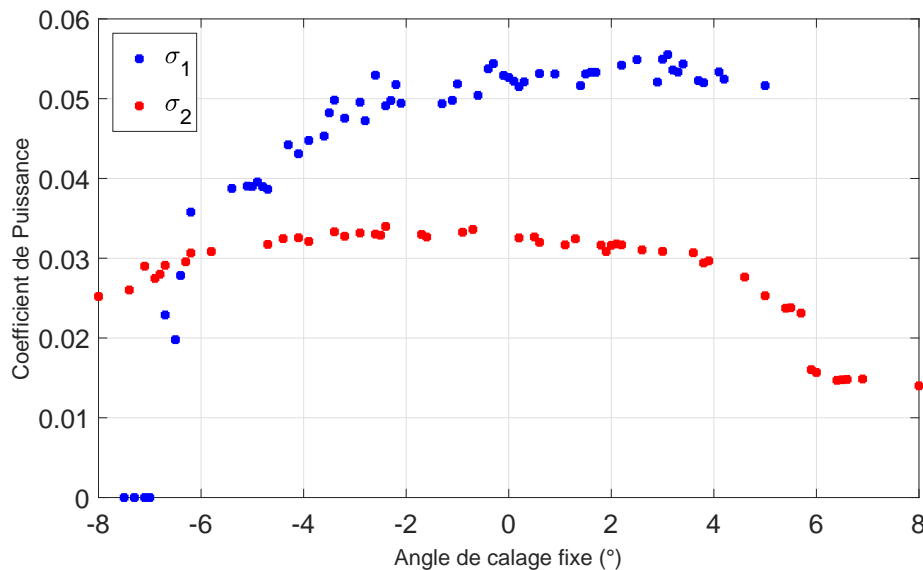


Figure 5. Coefficient de puissance en fonction de l'angle de calage fixe

### 4.2 Angle de calage variable

Pour chacune des solidités, deux optimisations ont été réalisées. La première est une optimisation à 3 paramètres (Fourier ordre 1) et la seconde à 5 paramètres (Fourier ordre 2). A l'issue de chaque optimisation, les 10 meilleures lois ont été sélectionnées et testées indépendamment. Les résultats obtenus sont présentés figure 6. En plus de la vitesse réduite et du coefficient de puissance, on utilise un autre nombre adimensionnel caractérisant le couple au centre de la turbine, il s'agit du coefficient de couple qui s'écrit :  $C_Q = \frac{M_O}{\frac{1}{2}\rho S U_\infty^2}$ . Une fois les meilleures lois sélectionnées, elles ont été implémentées et testées en augmentant graduellement le couple résistant du frein jusqu'à ce que la turbine s'arrête (figure (7)). On observe que l'augmentation du couple résistant engendre une diminution de la vitesse réduite assez faible de l'ordre de  $0,4\lambda$ . Ces turbines semblent avoir un mode de rotation propre. Au niveau du coefficient de puissance, on observe que plus la loi de Fourier est d'ordre élevé plus le coefficient de puissance maximum est grand. On dépasse même pour la solidité  $\sigma_2$  ordre 2 la limite de Betz (0,59%) avec un coefficient de puissance de 65%. Dans la littérature, les études de Maydew et Klimast [17] et de Newman [18] sur des éoliennes annoncent un rendement maximal théorique respectivement de 61.7% et 64%. On peut expliquer ce fort rendement par le fait que la commande est active et donc fournit de l'énergie au système. On peut également évoquer la qualité de l'écoulement avec localement des augmentations de vitesse ou une mauvaise mesure de la vitesse (figure (4)). En modifiant la vitesse de l'écoulement considérée dans le calcul du  $C_P$  de  $0,63m/s$  à  $0,66m/s$  le coefficient de puissance descend à  $C_P = 0,57$ . On observe toutefois une amélioration du coefficient de puissance de 15 points entre un angle de calage fixe et un angle de calage déterminé par la loi de Fourier d'ordre 2 après optimisation.

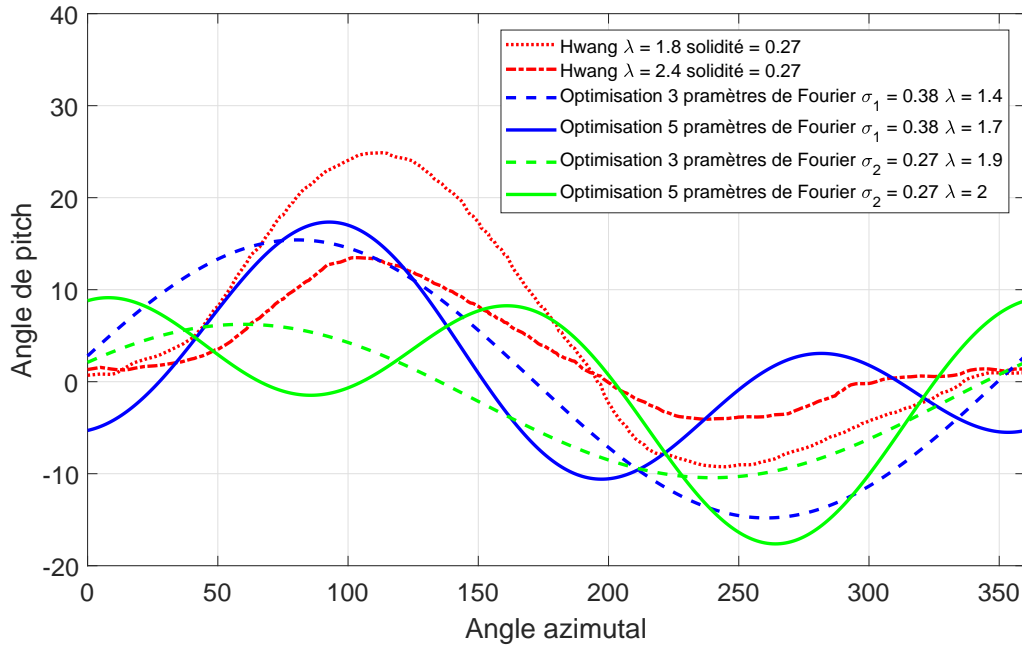


Figure 6. Loïs obtenues après optimisation en puissance lors de ce projet et d'après la publication de Hwang et al. [14]

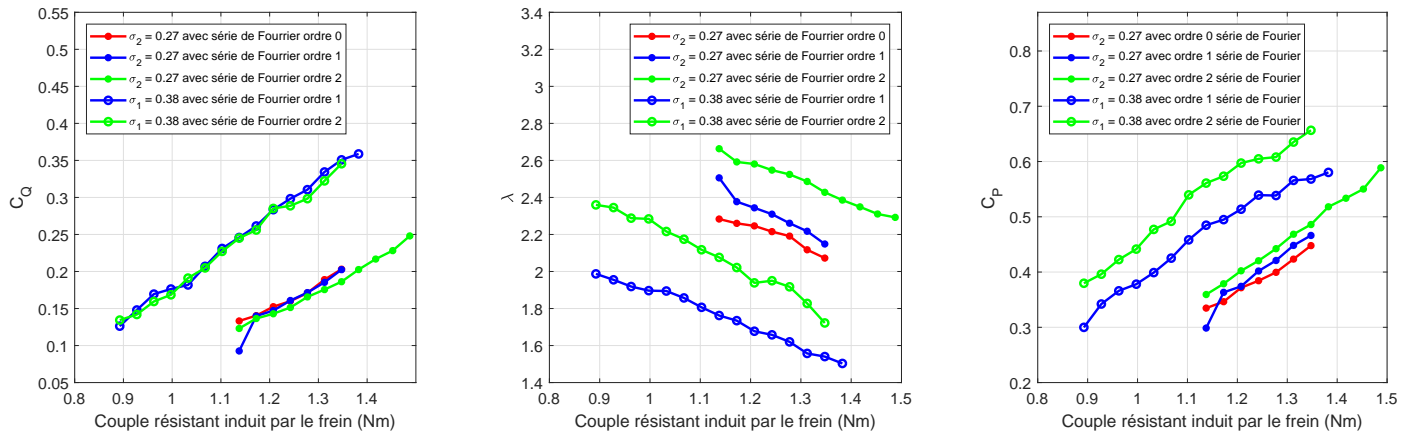


Figure 7. (A GAUCHE) : Coefficient de couple  $C_Q$  (AU MILLIEU) : Vitesse réduite  $\lambda$  (A DROITE) : Coefficient de puissance  $C_P$

## 5. Simulation numérique et mesure de vitesses

### 5.1 Numérique

Des simulations numériques ont été réalisées avec le logiciel OpenFOAM<sup>2</sup> afin de comparer le coefficient de puissance obtenu numériquement et expérimentalement ainsi que pour comparer les champs obtenus numériquement et expérimentalement. La revue de Balduzzi et al.[19], sur les modèles CFD des turbines à axe vertical, indiquent que le modèle de turbulence donnant les meilleurs résultats est le modèle  $k - \omega SST$ . De plus, une série de critères de convergence spatiale et temporelle sont proposés. Dans cette étude, deux simulations RANS et deux simulations LES ont été menées.

<sup>2</sup><https://www.openfoam.com/>

### 5.1.1 Maillage

Deux maillages, non structurés composés de quadrangles et réalisés avec Gmsh<sup>3</sup>, ont été testés pour cette étude. Les deux maillages sont constitués de la même manière, seule la discrétisation des pales et du disque de rayon  $c$  les contenant diffère. Dans le premier maillage, chaque pale est discrétisée par 500 éléments et dans le second par 1000. Le domaine est divisé en deux grandes parties elles-mêmes subdivisées. La première grande partie contient le rotor. C'est la partie du maillage qui tourne sur elle-même autour d'un axe de rotation à l'origine du repère. Le maillage permettant aux pales une rotation propre, un sous domaine circulaire de rayon  $c$  est présent autour de chaque pale lui-même composé d'une zone proche de la paroi (très discrétisée) et d'une zone plus éloignée. Dans la zone proche de la paroi, le facteur multiplicatif pour passer d'une cellule à une autre dans le sens de l'éloignement de la paroi est de 1,1, la largeur reste la même. La deuxième grande partie est statique et contient le reste du maillage. Les figures 8 et 9 présentent le maillage utilisé pour les calculs.

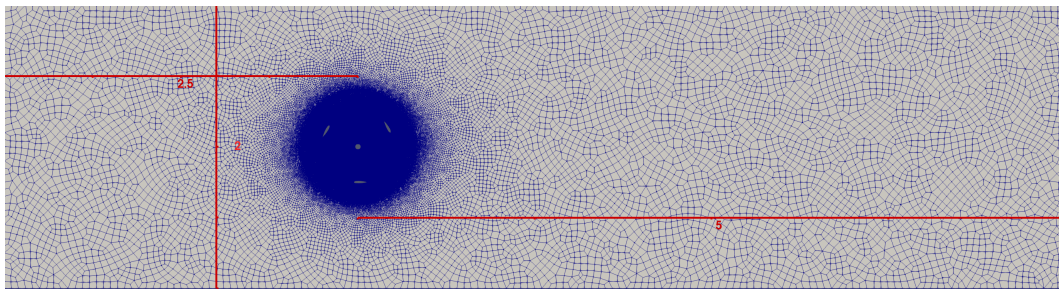


Figure 8. *Vue d'ensemble du maillage dans le cas des expériences à Nantes pour la solidité  $\sigma_1$*

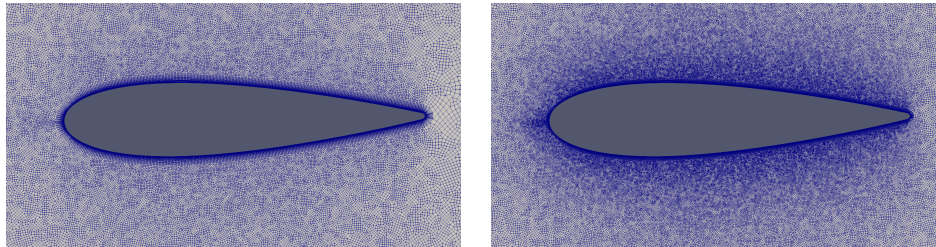


Figure 9. (A GAUCHE) : Discrétisation comportant 500 éléments. (A DROITE) : Discrétisation comportant 1000 éléments.

### 5.1.2 Résultats

Les paramètres utilisés pour ces simulations sont les suivants :  $U_\infty = 0,63m/s$ ,  $\omega = 4,32rad/s$  et  $\sigma = \sigma_2$ . Une étude de convergence spatiale et temporelle a été réalisée pour le modèle de turbulence RANS. Cette étude n'a pas permis d'atteindre une convergence au sens de Balduzzi et al[19]. à savoir que les moyennes du couple au centre de la turbine sur deux périodes successives soient les mêmes à 1% près malgré un  $y^+ \simeq 0,5$  et un pas de temps équivalent à  $0,5^\circ$  de rotation de la turbine. Un élément de réponse est qu'à faible vitesse d'écoulement et à faible vitesse réduite, l'angle d'incidence au niveau des pales varie fortement ( $40^\circ$  d'oscillation sur un tour) ce qui induit du décrochage dynamique, phénomène qui est très mal modélisé par le modèle RANS. Un autre élément est que dans la partie située en aval, l'écoulement est fortement perturbé et la propagation des tourbillons est fortement dépendante du passé, par conséquent une légère différence provenant du tour précédent a un impact fort sur l'écoulement. Sur la figure (10), les couples au centre de la turbine induits

<sup>3</sup><https://gmsh.info/>



par chaque pale sur les deux derniers tours pour les différents maillages sont superposés. Les pales sont nommées bas ( $0^\circ$ ), droite ( $120^\circ$ ) et gauche ( $240^\circ$ ) d'après leurs positions à l'instant initial. On observe que pour  $0^\circ < \theta < 65^\circ$ , toutes les courbes se superposent le maillage peut être estimé convergé et l'écoulement est accroché (figure (11)). Pour  $\theta \simeq 65^\circ$ , on observe une chute du couple qui est dû au décrochage de la pale qui n'est donc plus portante. Le moment où la pale décroche apparaît très dépendant du maillage malgré la convergence obtenue précédemment. Pour  $65^\circ < \theta < 175^\circ$ , l'écoulement est décroché et les efforts sur les pales sont très dépendants du maillage. Pour  $175^\circ < \theta < 215^\circ$ , l'écoulement se raccroche et la pale redevient portante avant de subir un nouveau décrochage à  $\theta \simeq 215^\circ$ . Les courbes se superposent à nouveau petit à petit à partir de  $\theta \simeq 290^\circ$ . Le comportement décrit précédemment est similaire pour les modèles LES et RANS. Cependant, pour la simulation LES, les valeurs obtenues sont plus oscillantes même dans les parties où l'écoulement est accroché. Devant cette forte dispersion des résultats, il est difficile d'obtenir une valeur représentative du couple moyen sur un tour et donc d'obtenir une valeur de coefficient de puissance cohérent. Un nouveau critère de convergence est proposé (avec  $Cr$  le critère de convergence,  $\overline{M_{O_i}}$  et  $\overline{M_{O_j}}$  les moments moyens sur la période où l'écoulement est accroché de deux pales différentes  $(i, j) \in [1, 3]$ ) :

$$Cr = \left| \frac{\overline{M_{O_i}} - \overline{M_{O_j}}}{\overline{M_{O_i}}} \right| < 5\%$$

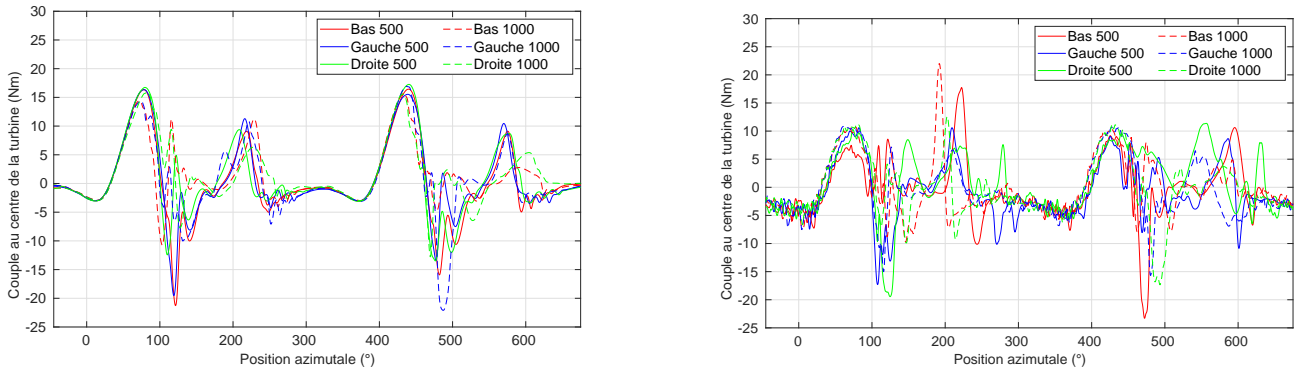


Figure 10. (A GAUCHE) : Moment au centre de la turbine (Nm) entre la 12ème et la 14ème révolution pour chaque pale et les deux discrétisations testées en fonction de la position azimutale avec le modèle RANS. (A DROITE) : Moment au centre de la turbine (Nm) entre la 12ème et la 14ème révolution pour chaque pale et les deux discrétisations testées en fonction de la position azimutale avec le modèle LES.

## 6. Vélométrie par image de particules (PIV)

Des champs de vitesses expérimentaux ont été obtenus pour le cas utilisé dans les simulations numériques. A cause de l'angle de prise d'image, le traitement PIV ne peut pas accéder aux informations de champ proches des pales. L'écoulement étant perturbé, il a été choisi de réaliser une moyenne de 5 cartes de champs pour chaque position azimutale traitée afin de lisser les perturbations ponctuelles. Pour les champs numériques, les maillages comportant 1000 éléments ont été interpolés sur le maillage PIV et une moyenne sur 5 cartes de champs a aussi été réalisée. Dans la figure (12), on observe que la vorticité est très surestimée au niveau numérique (surtout pour le modèle LES). Cette vorticité, source de beaucoup d'instabilités ( $\theta = 240^\circ$ ), perturbe donc moins l'écoulement en aval dans la réalité que dans les simulations. Ceci est corroboré par des courbes de couple expérimentales plus stables que celle obtenues numériquement. Ce phénomène peut être expliqué par une dissipation par viscosité suivant la hauteur de la pale négligée dans les simulations 2D. De même, les vecteurs vitesses sont en général plus importants dans les résultats numériques. Ceci est d'autant plus frappant dans la partie amont ( $\theta = 240^\circ$ ). Pour  $\theta = 120^\circ$ , on observe des taches de vorticité qui témoignent de l'instabilité de l'écoulement dans le canal de circulation.

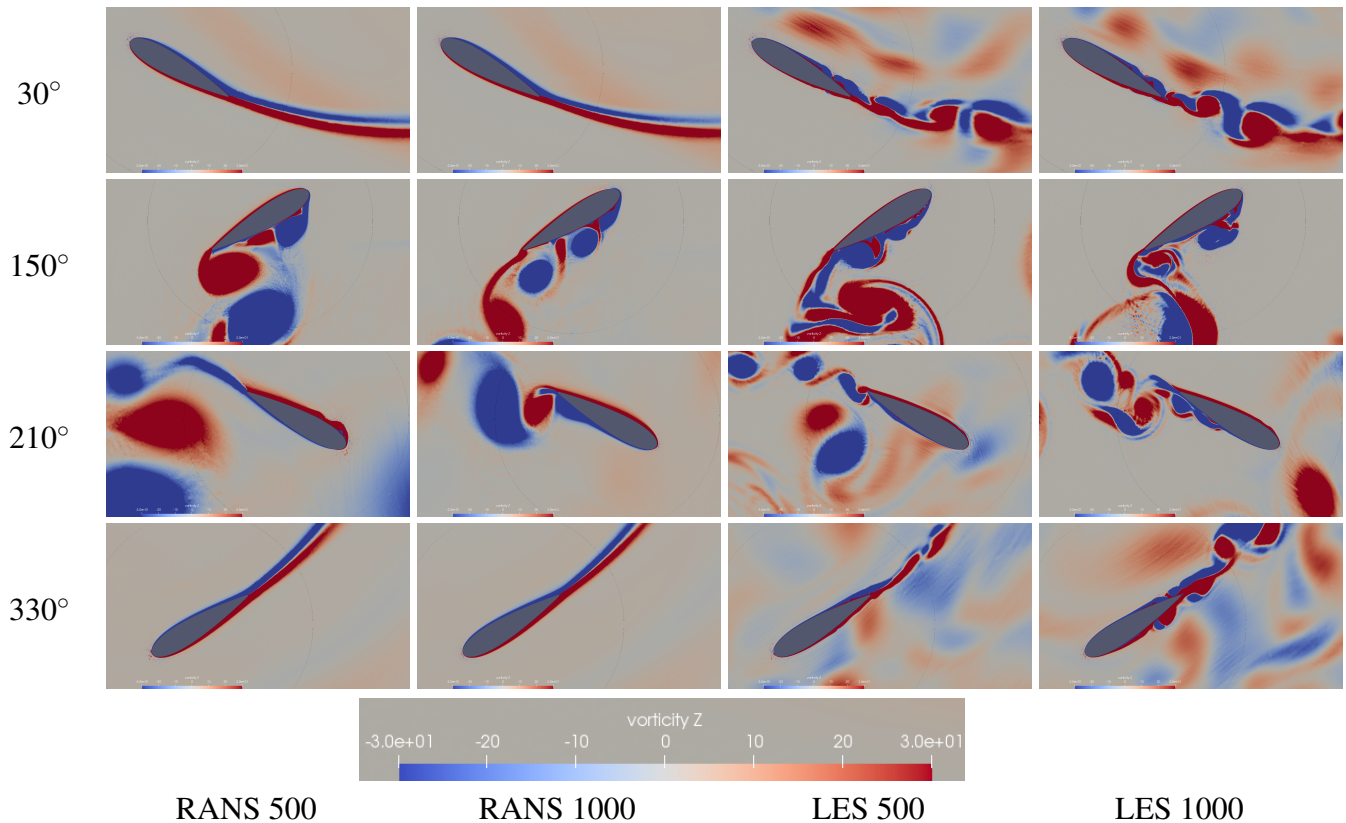


Figure 11. Résultats numériques pour les différents maillages, modèles de turbulence et angle azimutaux traités

## 7. Conclusion

A travers cette étude, il a été mis en évidence que la méthode d'optimisation expérimentale génétique sur la puissance donne des résultats prometteurs. De plus, une mise en place de l'angle de calage fonction de la position azimutale de la pale, obtenu à partir de cette optimisation, permet une amélioration du coefficient de puissance de 15 points (dans le cas de la solidité  $\sigma_2$ ). Ici, le système de commande utilisé est actif et consomme donc de l'énergie. Cet aspect n'a pas été pris en compte pour les rendements annoncés. Il existe cependant des systèmes passifs pouvant donner les mêmes résultats. Enfin, les simulations numériques ont montré que pour une turbine dont les pales décrochent (faible vitesse réduite), il est encore difficile d'obtenir un coefficient de puissance cohérent et stable aussi bien pour un modèle de turbulence RANS  $k - \omega SST$  qu'avec le modèle LES. Un autre critère de convergence a été proposé portant sur la différence relative du couple au centre de la turbine imposé par chaque pale avant décrochage. Enfin, à travers la mesure expérimentale des vitesses, on a vu que les champs de vorticités sont fortement surestimés avec les simulations numériques. Malgré cette surestimation, les résultats numériques restent intéressants et proches des résultats expérimentaux notamment lorsque l'écoulement est accroché. Pour des recherches futures, il serait intéressant de reprendre cette étude avec moins d'incertitudes de mesures de vitesse et en plaçant la prise de vue pour la PIV dans l'axe de la longueur de la pale afin de pouvoir capter correctement le moment clé qu'est le décrochage. Étudier l'influence de la vitesse réduite et de la vitesse de l'écoulement sur les lois optimales serait très intéressant. Au niveau numérique, il serait intéressant de réaliser des simulations en 3D afin de prendre en compte les effets de bord et les effets visqueux dans la troisième dimension ainsi que d'approfondir les simulations LES qui n'ont pas fait l'objet d'une étude de convergence rigoureuse.

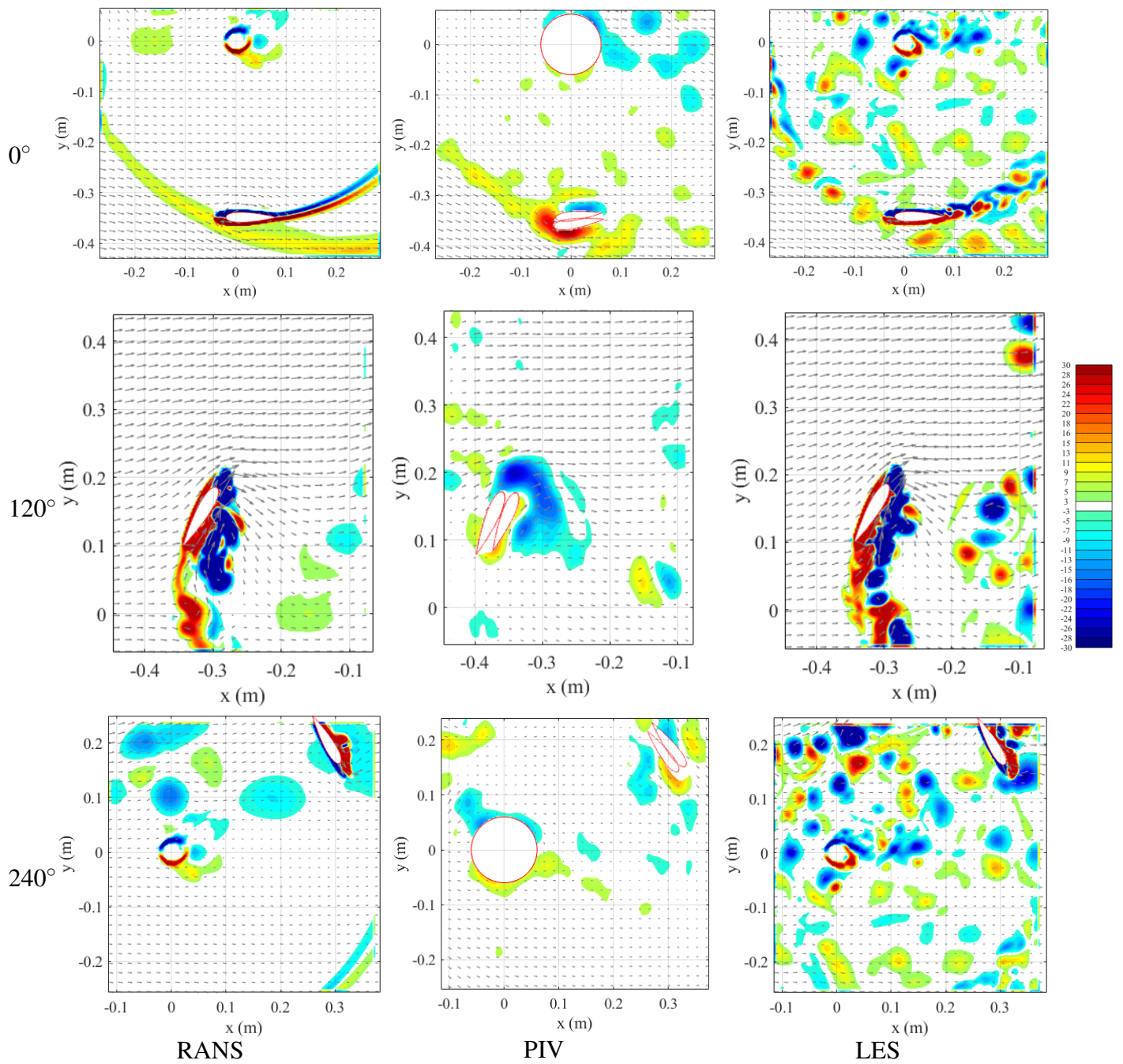


Figure 12. Comparaison entre numérique (maillage avec 1000 éléments de discrétisation) et expérimental pour les angles azimutaux  $0^\circ$ ,  $120^\circ$  et  $240^\circ$ .

## References

- [1] B. Kirke and L. Lazauskas, “Limitations of fixed pitch Darrieus hydrokinetic turbines and the challenge of variable pitch,” *Renewable Energy*, vol. 36, pp. 893–897, Mar. 2011.
- [2] B. Paillard, F. Hauville, and J. Astolfi, “Simulating variable pitch crossflow water turbines: A coupled unsteady ONERA-EDLIN model and streamtube model,” *Renewable Energy*, vol. 52, pp. 209–217, Apr. 2013.
- [3] L. Lazauskas and B. Kirke, “Modeling passive variable pitch cross flow hydrokinetic turbines to maxi-

- mize performance and smooth operation,” *Renewable Energy*, vol. 45, pp. 41–50, Sept. 2012.
- [4] I. Paraschivoiu, “Double-multiple streamtube model for studying vertical-axis wind turbines,” *Journal of Propulsion and Power*, vol. 4, pp. 370–377, July 1988.
- [5] D. Marten, M. Lennie, G. Pechlivanoglou, C. N. Nayeri, and C. O. Paschereit, “Implementation, Optimization, and Validation of a Nonlinear Lifting Line-Free Vortex Wake Module Within the Wind Turbine Simulation Code QBLADE,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 138, p. 072601, Dec. 2015.
- [6] N. Franchina, G. Persico, and M. Savini, “2D-3D Computations of a Vertical Axis Wind Turbine Flow Field: Modeling Issues and Physical Interpretations,” *Renewable Energy*, vol. 136, pp. 1170–1189, June 2019.
- [7] F. Balduzzi, J. Drofelnik, A. Bianchini, G. Ferrara, L. Ferrari, and M. S. Campobasso, “Darrieus wind turbine blade unsteady aerodynamics: a three-dimensional Navier-Stokes CFD assessment,” *Energy*, vol. 128, pp. 550–563, June 2017.
- [8] P. L. Delafin, S. Guillou, J. Sommeria, and T. Maitre, “Mesh sensitivity of vertical axis turbine wakes for farm simulations,” in *Mesh sensitivity of vertical axis turbine wakes for farm simulations*, (Brest), Aug. 2019.
- [9] P. Bachant and M. Wosnik, “Characterising the near-wake of a cross-flow turbine,” *Journal of Turbulence*, vol. 16, pp. 392–410, Apr. 2015.
- [10] H. Branger, B. Paillard, S. Roy, C. Luneau, E. Perrot, and D. Bourras, “Experimental and numerical study on a model of offshore vertical axis wind turbine with pitching blades,” (Carry Le Rouet), p. 5, <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-02081410>, 2018.
- [11] A. Rezaeiha, I. Kalkman, and B. Blocken, “Effect of pitch angle on power performance and aerodynamics of a vertical axis wind turbine,” *Applied Energy*, vol. 197, pp. 132–150, July 2017.
- [12] A. J. Fiedler and S. Tullis, “Blade Offset and Pitch Effects on a High Solidity Vertical Axis Wind Turbine,” *Wind Engineering*, vol. 33, pp. 237–246, May 2009.
- [13] L. Zhang, Y. Pei, Y. Liang, F. Zhang, Y. Wang, J. Meng, and H. Wang, “Design and implementation of straight-bladed vertical axis wind turbine with collective pitch control,” pp. 1258–1263, IEEE, Aug. 2015.
- [14] I. S. Hwang, Y. H. Lee, and S. J. Kim, “Optimization of cycloidal water turbine and the performance improvement by individual blade control,” *Applied Energy*, vol. 86, pp. 1532–1540, Sept. 2009.
- [15] C. E. Mungan, “Frictional torque on a rotating disc,” *European Journal of Physics*, vol. 33, pp. 1119–1123, June 2012. Publisher: IOP Publishing.
- [16] A. Nizam, B. Shanmugham, and K. Subburaya, “Self-Organizing Genetic Algorithm for Multiple Sequence Alignment,” p. 9, 2011.
- [17] R. C. Maydew and P. C. Klimas, “Aerodynamic performance of vertical and horizontal axis wind turbines,” *Journal of Energy*, vol. 5, pp. 189–190, May 1981.
- [18] B. Newman, “Multiple actuator-disc theory for wind turbines,” *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 24, pp. 215–225, Oct. 1986.
- [19] F. Balduzzi, A. Bianchini, R. Maleci, G. Ferrara, and L. Ferrari, “Critical issues in the CFD simulation of Darrieus wind turbines,” *Renewable Energy*, vol. 85, pp. 419–435, Jan. 2016.