



**HAL**  
open science

# Simulation numérique de parcs d'hydroliennes à axe vertical carénées par une approche de type cylindre actif

Favio Enrique Dominguez Bermudez

## ► To cite this version:

Favio Enrique Dominguez Bermudez. Simulation numérique de parcs d'hydroliennes à axe vertical carénées par une approche de type cylindre actif. Mécanique des fluides [physics.class-ph]. Université Grenoble Alpes, 2016. Français. NNT : 2016GREAI020 . tel-02628484

**HAL Id: tel-02628484**

**<https://theses.hal.science/tel-02628484>**

Submitted on 26 May 2020

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

## **THÈSE**

Pour obtenir le grade de

**DOCTEUR DE LA COMMUNAUTE UNIVERSITE  
GRENOBLE ALPES**

Spécialité : **Mécanique des fluides, Procédés, Energétique**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

**Favio Enrique DOMINGUEZ BERMUDEZ**

Thèse dirigée par **Christophe CORRE**  
co-dirigée par **Jean-Luc ACHARD**  
co-encadrée par **Jerônimo ZANETTE**

préparée au sein du

**Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels**  
dans l'École Doctorale I-MEP2

# **Simulation numérique de parcs d'hydroliennes à axe vertical carénées par une approche de type cylindre actif**

Thèse soutenue publiquement le **13 juillet 2016**, devant le jury  
composé de :

**M. Éric BARTHELEMY**

Professeur des Universités, Grenoble-INP ENSE<sup>3</sup>, Président du jury

**M. Michel BENOIT**

Professeur des Universités, Ecole Centrale de Marseille, Rapporteur

**M. Nicolas GUILLOU**

Chercheur CEREMA, LGCE (Plouzané), Rapporteur

**M. Christophe CORRE**

Professeur des Universités, Ecole Centrale de Lyon, directeur de thèse

**M. Jean-Luc ACHARD**

Directeur de Recherche CNRS, LEGI (Grenoble), co-directeur de thèse

**M. Jerônimo ZANETTE**

Docteur Ingénieur, Société Hydroquest, co-encadrant de thèse





# Remerciements

La présente thèse a été financée par l'Institut Carnot Energies du Futur et réalisée au sein du Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels de Grenoble (LEGI), sous la direction scientifique de Christophe Corre et Jean-Luc Achard. Jerônimo Zanette, de la société Hydroquest, a également co-encadré cette thèse.

Tout d'abord, je tiens à exprimer mes plus vifs remerciements à mon directeur de thèse, Christophe Corre, qui fut très attentif et disponible tout au long de ma thèse malgré ses nombreuses charges de travail. Sa compétence scientifique, sa rigueur et sa clairvoyance m'ont beaucoup appris.

J'exprime mes plus sincères remerciements à mon co-directeur de thèse, Jean-Luc Achard, de m'avoir guidé durant ces trois années et de m'avoir fait profiter de ses compétences scientifiques et de ses qualités humaines. Je suis ravi d'avoir travaillé en sa compagnie car outre son appui scientifique, il a toujours été là pour me soutenir et me conseiller au cours de la préparation du mémoire et de la soutenance de thèse.

Je remercie sincèrement Jerônimo Zanette de m'avoir orienté et d'avoir partagé son expérience avec moi. J'ai beaucoup appris à ses côtés sur le calcul numérique, l'automatisation des tâches, à être pragmatique et ingénieux face à des obstacles numériques. Ce fut un plaisir de travailler à ses côtés.

J'adresse toute ma gratitude aux membres du jury pour avoir accepté de passer du temps sur la lecture de mon mémoire et d'avoir fait des remarques constructives. Je les remercie pour leurs remarques et leurs commentaires lors de la soutenance qui restera longtemps gravée dans ma mémoire.

J'exprime toute ma reconnaissance à Patrick Begou, de l'équipe MOST du LEGI, pour son professionnalisme et pour toute l'aide qu'il m'a apportée pour résoudre les problèmes informatiques et ergonomiques rencontrés.

Je tiens à remercier infiniment l'Institut Carnot pour le financement de ce projet et la société Hydroquest de m'avoir accueilli dans son équipe pendant une grande partie de la durée de cette thèse. Merci pour tous les outils mis à disposition pour le bon déroulement de ma chaîne de calcul. J'ai beaucoup apprécié cet environnement de travail qui m'a permis de m'immerger rapidement dans le domaine des hydroliennes.

Pour finir, un grand merci à mes parents et mes sœurs qui me soutiennent depuis toujours et qui répondent toujours présents. Un grand merci aussi à mes amis du hockey subaquatique qui sont devenus comme ma famille et qui ont été une source d'énergie tout au long de cette thèse.



# Table des matières

<b>Introduction .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Hydroliennes à flux transverse et à axe vertical .....</b>	<b>5</b>
1.1 Généalogie des turbines de l'hydrolienne HARVEST .....	6
1.1.1 Turbines à flux axial & turbines à flux transverse .....	6
1.1.2 Turbines à flux transverse .....	7
1.1.3 Turbines à flux transverse, à axe vertical et mues par des forces de portance .....	8
1.1.4 La turbine DARRIEUS .....	10
1.1.5 La turbine en H .....	10
1.1.6 La turbine Gorlov .....	12
1.2 Fonctionnement de turbines à flux transverse et à axe vertical .....	14
1.2.1 Vitesse et forces rencontrées par une pale en rotation .....	14
1.2.2 Paramètres hydrodynamiques .....	16
1.2.2.1 Nombre de Reynolds .....	17
1.2.2.2 Paramètre d'avance ou vitesse spécifique .....	17
1.2.2.3 Angle d'incidence ou angle d'attaque .....	17
1.2.2.4 Coefficients de force et couple .....	19
1.2.2.5 Coefficient de puissance .....	20
1.2.2.6 Solidité .....	21
1.2.2.7 Intensité turbulente .....	23
1.2.2.8 Décrochage dynamique .....	23
1.2.3 Etudes expérimentales de turbines à flux transverse disponibles dans la littérature ....	24
1.3 Genèse de l'hydrolienne HARVEST .....	30
1.3.1 Analyse des phénomènes physiques limitants .....	31
1.3.1.1 Faible rendement .....	32
1.3.1.2 Vibrations & uniformité du couple moteur .....	33
1.3.1.3 Pour l'auto-démarrage .....	34
1.3.2 Remèdes proposés au niveau de la turbine .....	34
1.3.2.1 Pour améliorer le rendement .....	34

1.3.2.2	Pour lisser le couple moteur .....	40
1.3.2.3	Pour favoriser l'auto-démarrage .....	41
1.3.3	Remèdes proposés au niveau de l'architecture de l'hydrolienne.....	43
1.3.4	Gains de performances globales au niveau du parc d'hydroliennes.....	46
<b>2.</b>	<b>Etat de l'art des modèles rapides de turbines à axe vertical &amp; choix du modèle</b>	<b>49</b>
2.1	Projets de parcs marins d'hydroliennes en cours.....	51
2.1.1	Projet NORMANDIE HYDRO.....	51
2.1.2	Projet MEYGEN.....	52
2.1.3	Projet NEPTHYD .....	53
2.2	Modélisation des parcs d'hydroliennes à axe vertical : position du problème.....	53
2.2.1	La modélisation haute-fidélité pour une seule machine.....	53
2.2.2	La modélisation haute-fidélité pour un parc .....	57
2.2.3	Caractéristiques de la turbine HARVEST.....	58
2.3	Survol des différentes classes de modèles rapides .....	60
2.3.1	Modèles à tubes de courant.....	61
2.3.2	Modèles à cascade.....	69
2.3.3	Modèles tourbillonnaires.....	71
2.4	Choix du type de modèle .....	76
2.4.1	Bilan des avantages & inconvénients des différentes classes de modèles rapides.....	76
2.4.2	Les modèles hybrides .....	79
2.4.3	Les cylindres actifs BEM-RANS.....	80
<b>3.</b>	<b>Etablissement d'une nouvelle variante du modèle BEM-RANS .....</b>	<b>83</b>
3.1	Simulation numérique URANS des hydroliennes HARVEST .....	84
3.1.1	Description du modèle .....	84
3.1.2	Application du modèle URANS à une turbine isolée.....	86
3.1.2.1	Domaine de calcul et conditions aux limites .....	86
3.1.2.2	Maillage de l'hydrolienne .....	88
3.1.2.3	Paramètres de la simulation numérique.....	90
3.1.2.4	Critère de convergence.....	91
3.1.2.5	Résultats du calcul.....	91
3.1.3	Positionnement par rapport à l'état de l'art.....	93
3.2	Nouveau type de modèle BEM-RANS pour turbines à axe vertical carénées .....	96
3.2.1	Principes généraux du modèle BEM-RANS d'une hydrolienne HARVEST.....	97
3.2.1.1	Formulation générale.....	97
3.2.1.2	Maillage BEM-RANS.....	97
3.2.1.3	Calcul des termes sources .....	99

3.2.2	Méthodologie d'établissement du modèle BEM-RANS .....	101
3.2.3	Exploitation des calculs URANS pour la fermeture du modèle BEM-RANS .....	104
3.2.3.1	Domaine de calcul.....	104
3.2.3.2	Cas d'études.....	105
3.2.4	Analyse des résultats : modèle BEM-RANS global .....	106
3.2.5	Analyse des résultats : modèle BEM-RANS local.....	114
3.2.6	Modèle final BEM-RANS .....	116
3.2.6.1	Champs hydrodynamiques locaux / globaux.....	116
3.2.6.2	Calcul de la puissance électrique délivrée par une turbine HARVEST .....	118
3.2.6.3	Calcul de la puissance électrique prédite par le modèle BEM-RANS.....	119
<b>4.</b>	<b>Validation du modèle BEM-RANS de l'hydrolienne HARVEST .....</b>	<b>121</b>
4.1	Hydrolienne HARVEST isolée dans un canal.....	122
4.1.1	Ecoulement amont uniforme.....	122
4.1.1.1	Caractéristiques de la simulation.....	122
4.1.1.2	Etude numérique sans termes sources.....	123
4.1.1.3	Etude numérique avec termes sources.....	124
4.1.1.4	Comparaison des solutions BEM-RANS / URANS.....	125
4.1.1.5	Comparaison du coût de calcul .....	129
4.1.2	Ecoulement amont non-uniforme .....	130
4.1.2.1	Caractéristiques de la simulation.....	130
4.1.2.2	Comparaison des solutions BEM-RANS / URANS.....	131
4.1.3	Hydrolienne inclinée par rapport à l'écoulement amont .....	133
4.1.3.1	Caractéristiques de la simulation.....	133
4.1.3.2	Résultats et discussion .....	134
4.2	Rangée de trois hydroliennes.....	143
4.2.1	Méthodologie de résolution numérique .....	144
4.2.2	Résultats et discussion.....	146
4.2.2.1	Champs de pression et de vitesse .....	146
4.2.2.2	Coefficient de puissance.....	148
4.2.2.3	Evolution des forces sur les rotors .....	149
4.3	Parc à 2 rangées d'hydroliennes .....	150
4.3.1	Méthodologie de résolution numérique .....	150
4.3.1.1	Domaine de calcul et conditions aux limites .....	150
4.3.2	Résultats et discussion.....	155
4.4	Conclusion.....	160

<b>5. Exploitation du modèle BEM-RANS pour l'analyse de parcs.....</b>	<b>161</b>
5.1 Rangée d'hydroliennes en canal : effet de l'espacement entre turbines .....	163
5.1.1 Configuration étudiée .....	163
5.1.2 Résultat et discussion .....	165
5.2 Rangée d'hydroliennes en canal : effet du facteur de confinement.....	169
5.2.1 Domaine de calcul et conditions limites .....	169
5.2.2 Résultats et discussion.....	170
5.3 Interaction entre hydroliennes en milieu infini.....	174
5.3.1 Interaction entre deux hydroliennes .....	174
5.3.1.1 Description de la configuration étudiée .....	174
5.3.1.2 Analyse des résultats.....	176
5.3.2 Interaction entre trois hydroliennes.....	178
5.3.2.1 Description des configurations étudiées.....	178
5.3.2.2 Analyse des résultats.....	179
 <b>Conclusions et perspectives .....</b>	 <b>183</b>
 <b>Bibliographie .....</b>	 <b>187</b>

# Introduction

La 11<sup>ème</sup> édition de la conférence EWTEC (European Wave and Tidal Energy Conference Series) qui s'est tenue à Nantes au début du mois de septembre 2015 offre un instructif état de l'art des actions de recherche et de développement consacrées aux énergies marines renouvelables et plus particulièrement aux dispositifs exploitant l'énergie des courants marins d'une part et l'énergie des vagues d'autre part. Parmi la centaine de contributions consacrées à l'exploitation de l'énergie des courants marins, un peu moins de 25% étaient consacrés à la caractérisation de la ressource, un peu plus de 25% portaient sur le développement et le test de prototypes (par des acteurs industriels tels que Alstom Ocean Energy ou Schottel Hydro par exemple) et quasiment 50% avaient pour thématique la modélisation hydrodynamique et/ou structurelle des hydroliennes (avec une forte majorité de contributions orientées vers le volet hydrodynamique plus que structurel).

Ces quelques statistiques sont mentionnées pour illustrer le foisonnement actuel des travaux consacrés aux techniques de simulation des écoulements (ou CFD pour Computational Fluid Dynamics) dans le domaine des énergies marines renouvelables (EMR), foisonnement qui contraste avec la situation observée dans d'autres domaines applicatifs où la CFD est également largement utilisée, tels que par exemple le domaine aéronautique, mais semble avoir atteint une certaine forme de « standardisation » des méthodes d'analyse mises en œuvre. Cette spécificité du domaine des EMR et plus particulièrement encore de celui des hydroliennes a, selon nous, deux origines principales qui transparaissent bien dans la nature des contributions à cette récente conférence EWTEC.

Un premier axe de R&D porte sur le développement d'approches multi-échelles, qui intègrent en particulier une modélisation hydrodynamique dite à échelle régionale indispensable pour prédire la performance potentielle de dispositifs de production d'énergie en tenant compte de la ressource disponible mais aussi pour caractériser les impacts environnementaux de ces dispositifs. A l'échelle locale, la modélisation des hydroliennes peut être réalisée grâce à une approche statistique instationnaire dite URANS (pour Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes) pour décrire les écoulements turbulents associés à la turbine en fonctionnement. Les équations de Navier-Stokes moyennées sont résolues à cette échelle locale en faisant appel à un maillage fin permettant de représenter la géométrie de la machine jusqu'à celle des pales [Zanette, 2010; Jaquier, 2011]. A l'échelle régionale, les études portent sur l'estimation du productible, l'impact d'une ferme sur les écoulements, la modification des écoulements et du transport sédimentaire [Ahmadian et al., 2012; Bertrand et al., 2015]. Les simulations à grande échelle exigent cependant de trouver une stratégie pertinente de communication entre des modèles locaux qui décrivent de façon fine les dispositifs de production d'énergie et des

modèles plus globaux représentatifs en particulier des courants marins ou fluviaux disponibles pour la production d'énergie ; il s'agit donc de mettre en place des modèles applicables à une échelle considérée comme intermédiaire entre celle de la machine isolée et l'échelle régionale.

C'est ainsi qu'a émergé un second axe de R&D : il s'agit du dimensionnement de parcs ou de fermes d'hydroliennes. Le développement de ces nouvelles approches de modélisation numérique est de surcroît favorisé par l'implantation d'un certain nombre de projets de fermes d'hydroliennes en France et en Europe, tels que les projets NORMANDIE HYDRO, MEYGEN, et NEPTHYD. Outre les problèmes d'interaction avec l'environnement, des questions importantes restent en suspens, comme le placement des machines pour une optimisation de la production et les interactions fluide / structure. En dépit du développement considérable des moyens de calcul consacrés par les laboratoires / instituts de recherche et par les industriels à l'étude numérique des hydroliennes, les outils classiquement mis en œuvre pour le dimensionnement d'une machine isolée ne peuvent pas être étendus en pratique à l'analyse fine d'un ensemble de plusieurs machines en interaction pour des raisons de coût de calcul excessif. Il est donc indispensable de disposer de méthodes spécifiquement adaptées à la prédiction des caractéristiques de ces machines à l'échelle de la ferme (échelle du parc), et ces prédictions doivent être suffisamment fiables pour minimiser les risques pris par les investisseurs. A l'échelle de la ferme d'hydroliennes, l'optimisation du positionnement des machines nécessite *a minima* de simuler précisément le sillage afin d'estimer la capacité de l'écoulement à récupérer sa vitesse pour une machine située à l'aval [Antheaume et al., 2008; Mercier, 2015; Nguyen, 2015].

Naturellement, la simulation numérique n'est pas le seul outil disponible pour estimer la puissance produite par un parc d'hydroliennes : des estimations peuvent être obtenues par le biais d'études expérimentales sur des dispositifs déployés à petite échelle dans des bassins ou canaux en laboratoire. Comme dans d'autres domaines, expérience et simulation restent complémentaires : l'expérience reste en règle générale « le juge de paix » d'un dimensionnement dans la mesure où elle intègre – à certains effets de similitude près – la réalité physique alors que la simulation reste tributaire d'approximations ou d'erreurs intrinsèques aux choix de modélisation opérés. La simulation joue cependant un rôle clé dans l'exploration de designs possibles pour d'évidentes raisons de flexibilité et de faible coût de mise en œuvre.

La présente thèse s'inscrit dans ce second axe de R&D à l'échelle des fermes d'hydroliennes qui vient d'être évoqué puisqu'elle porte sur la mise au point d'une approche de type cylindre actif BEM-RANS destinée à la simulation de parcs pour une hydrolienne à axe vertical bien particulière : la turbine HARVEST.

Ce modèle couple la théorie de la quantité de mouvement (BEM) avec l'approche RANS dans lequel l'effet du rotor sur le champ d'écoulement est introduit implicitement à travers des termes sources dans les équations de quantité de mouvement placés dans un volume de disque balayé par les pales de la turbine sur un tour de révolution. Pour calculer ces termes sources décrivant l'effet des pales sur l'écoulement, le modèle BEM-RANS fait généralement appel à des courbes polaires prédéterminées. Cependant, l'aspect caréné des hydroliennes HARVEST empêche d'utiliser les courbes polaires disponibles dans la littérature, lesquelles sont issues d'expériences en soufflerie effectuées sur des profils de pales en régime stationnaire et en milieu infini, ce qui diffère notablement du contexte d'une hydrolienne HARVEST en rotation. Par conséquent, des courbes polaires doivent être établies, spécialement pour l'hydrolienne HARVEST décrit dans cette thèse. Ces courbes

seront obtenues en exploitant une série de simulations numériques instationnaire URANS d'une hydrolienne isolée dans un canal. L'analyse de ce plan d'expériences numériques URANS mettra également en évidence la possibilité et l'intérêt de proposer une approche alternative de calcul des termes sources du modèle BEM-RANS faisant appel à des quantités physiques de nature globale, en particulier la vitesse débitante de l'écoulement traversant la turbine carénée.

Il convient de souligner à ce stade que cette thèse, financée par l'Institut Carnot Energies du Futur dans le cadre du projet ORPHEE (Optimisation Rapide de Parcs d'HydroliEnnEs), répond à un besoin d'innovation pour la société Hydroquest qui développe et commercialise les hydroliennes HARVEST à axe vertical et carénée pour la conversion de l'énergie des courants marins ou fluviaux en énergie électrique. Il s'agit donc, précisément, de développer, valider et exploiter un modèle simplifié bien adapté à la prédiction des performances de ces hydroliennes carénées de type HARVEST. On ne cherche donc pas ici à élaborer une nouvelle stratégie générale de modélisation simplifiée ou basse-fidélité pour les hydroliennes au sens large mais on propose bien plutôt de tirer parti des caractéristiques propres à la machine HARVEST pour aboutir à un modèle simple et précis dédié à la prédiction des performances de ce type particulier de machine lorsqu'elle est intégrée au sein d'un parc ou d'une ferme. La démarche suivie dans la présente thèse et exposée dans ce mémoire pour élaborer un modèle simplifié de l'hydrolienne HARVEST met cependant en œuvre une méthodologie qui peut être utilement adaptée à d'autres concepts d'hydroliennes à axe vertical.

Le mémoire de thèse est organisé comme suit. Le chapitre 1 positionne l'hydrolienne HARVEST au sein de la famille des turbines dites à flux transverse et à axe vertical et passe en revue les principales caractéristiques (paramètres géométriques et hydrodynamiques) de cette machine afin de bien caractériser notre objet d'étude et d'identifier également certaines de ses spécificités (carénage, fonctionnement régulé) qui pourront être exploitées par la suite dans la phase de modélisation.

Le chapitre 2 présente un état de l'art de la riche littérature consacrée aux différents modèles utilisés pour la modélisation simplifiée (dite aussi « rapide ») des turbines à axe vertical dans la perspective du dimensionnement et de l'optimisation de parcs de telles machines. On justifie également dans ce chapitre le choix de développer un modèle de type cylindre actif pour décrire l'hydrolienne HARVEST. Ce modèle combine une description de type Blade Element Momentum (BEM) pour les pales du rotor de l'hydrolienne et une simulation statistiquement stationnaire de l'écoulement turbulent autour et à travers l'hydrolienne par le biais d'une approche dite Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS). Les effets du rotor de l'hydrolienne sur l'écoulement sont ainsi décrits par le truchement de termes sources répartis sur un rotor virtuel assimilable à un cylindre dans le cas d'une hydrolienne à axe vertical et à flux transverse. Ce modèle sera aussi dénommé cylindre actif BEM-RANS ou BEM-RANS tout court puisqu'il constitue une variante (simple) de cette approche générale qui combine représentation non-géométrique du rotor et simulation statistique de l'écoulement turbulent en domaine fixe.

Les chapitres 3 à 5 du mémoire rassemblent les développements réalisés et résultats originaux obtenus dans le cadre de nos travaux de thèse. Le chapitre 3 décrit de façon synthétique la méthodologie de modélisation numérique instationnaire disponible au démarrage de la thèse pour étudier le comportement hydrodynamique d'une machine HARVEST dans le contexte de simulations bidimensionnelles. Ce chapitre décrit ensuite comment ce coûteux modèle haute-fidélité a été utilisé pour construire les polaires ou

autres courbes caractéristiques de la turbine HARVEST qui alimentent le modèle stationnaire de type cylindre actif en permettant le calcul dynamique des termes sources caractéristiques de ce modèle.

Le chapitre 4 est exclusivement dédié à la validation du modèle de cylindre actif ou modèle BEM-RANS pour différentes configurations également calculées par l'approche haute-fidélité de référence : hydrolienne isolée dans un canal et soumise à différents types d'écoulement amont (profil longitudinal de vitesse uniforme ou non, écoulement transverse), parc mono rangée formé par trois machines placées côte-à-côte en travers d'un canal et parc composé par de rangées d'hydroliennes. On s'attache à la prédiction fiable du coefficient de puissance de chaque hydrolienne par le modèle de cylindre actif et à la minimisation du coût de cette prédiction.

Le chapitre 5 est finalement consacré à l'exploitation du modèle BEM-RANS précédemment validé. Celui-ci est ainsi appliqué à l'analyse de la performance globale (puissance produite) d'une rangée d'hydroliennes placées dans un canal pour différents facteurs de confinement et d'espacements latéraux. Le modèle est également mis en œuvre pour déterminer le positionnement optimal de deux puis de trois hydroliennes HARVEST placées en milieu infini.

Le mémoire se clôt avec une synthèse des principaux enseignements tirés de nos travaux et quelques perspectives d'études à mener dans la continuité de cette thèse.

*Ces travaux de thèse, financés par l'Institut Carnot « Energies du Futur », ont donné lieu à 4 actes de conférences internationales :*

*J.L. Achard, F. Dominguez, C. Corre  
Cross Flow Water Turbines : HARVEST Technology.  
World Renewable Energy Congress 14, Bucharest – Romania, June 2015.*

*O. Bertrand, L. Duron, C. Girard, J. Zanette, F. Dominguez  
Numerical modelling of vertical-axis and transverse-flow hydrokinetic turbine in the river Loire.  
Proceedings of the 36th IAHR World Congress, The Hague, the Netherlands, July 2015.*

*F. Dominguez, J.L. Achard, J. Zanette, C. Corre  
A BEM-RANS approach for the fast power output prediction of ducted vertical-axis water turbines.  
11th EWTEC, Nantes, France, September 2015.*

*O. Bertrand, A. Rebai, C. Girard, J. Zanette, F. Dominguez  
Development of a three-dimensional model of a vertical-axis and transverse-flow hydrokinetic turbine.  
22nd Telemac & Mascaret User Club STFC Daresbury Laboratory, Octobre 2015.*

*et à un article dans une revue internationale à comité de lecture :*

*F. Dominguez, J.L. Achard, J. Zanette, C. Corre  
Fast power output prediction for a single row of ducted cross-flow water turbines using a BEM-RANS approach.  
Renewable Energy 89 (2016) 658-670.*

# Chapitre 1

## Hydroliennes à flux transverse et à axe vertical

Le nombre de concepts d'hydroliennes étudiés depuis le début du 21ème siècle a explosé : on en comptait 5 en 2003 et plus de 50 en 2008 ! Il existe aujourd'hui d'excellentes synthèses sur ce sujet [Zhou et al., 2014; EMEC, 2015]. L'hydrolienne HARVEST<sup>1</sup> est constituée de plusieurs turbines dites à flux transverse et à axe vertical ; plusieurs exemplaires d'une telle hydrolienne sont regroupés dans des parcs, dont l'optimisation (recherche d'un positionnement optimal des hydroliennes du parc les unes par rapport aux autres) est l'objet de cette thèse. La première section de ce chapitre va brièvement retracer la généalogie du type de turbine utilisée dans cette hydrolienne ; on progressera des ancêtres les plus éloignés vers les parents les plus proches. La section suivante se consacrera à une description du mode de fonctionnement des turbines à flux transverse en général et à axe vertical avant de présenter les études expérimentales des turbines à flux transverse disponibles dans la littérature. La troisième section portera sur une brève genèse de l'hydrolienne HARVEST en partant de la turbine élémentaire, en passant par l'hydrolienne proprement dite et en arrivant aux parcs d'hydroliennes dans les cours d'eau ou près des rivages océaniques soumis aux courants de marée. A l'issue de ce chapitre, les caractéristiques majeures de l'hydrolienne HARVEST auront été exposées et nous pourrons alors nous intéresser dans le chapitre 2 aux nombreux outils numériques disponibles pour décrire des parcs de telles hydroliennes, le but étant de fonder au mieux notre choix.

---

<sup>1</sup> Conçue et étudiée au cours d'un projet du même nom qui s'est déroulé de 2001 à 2011 dans 4 laboratoires universitaires de la région Rhône-Alpes

# 1.1 Généalogie des turbines de l'hydrolienne HARVEST

## 1.1.1 Turbines à flux axial & turbines à flux transverse

Le principe de fonctionnement d'une hydrolienne est identique à celui des éoliennes : une hydrolienne vise à extraire l'énergie cinétique d'un fluide en mouvement, ici cours d'eau ou courant de marée, pour la transformer en énergie mécanique, par la mise en mouvement d'éléments mobiles, puis en énergie électrique via une génératrice. Chaque classe de convertisseur, pour l'air ou pour l'eau, a des avantages et des inconvénients qui sont aujourd'hui bien identifiés [Zanette, 2010; Jaquier, 2011].

En se limitant aux convertisseurs comportant des turbines, on observe deux grandes familles suivant l'orientation de l'axe de rotation des turbines par rapport à la direction de l'écoulement : les hydroliennes à flux axial et les hydroliennes à flux transverse. Les turbines à flux axial ont leur axe de rotation parallèle au flux incident. Ces turbines sont dites aussi horizontales, comme leur axe de rotation. Les turbines à flux transverse ont leur arbre de rotation placé transversalement à l'écoulement.

Les turbines à flux axial ont été plus largement utilisées que celles à flux transverse pour l'exploitation du vent ; en effet ces dernières ont des faiblesses qui seront exposées en 1.3.1 qui leur ont fait perdre la partie. Il existe une tendance analogue pour les courants d'eau, pour lesquels maints projets comportent des « Axial Flow Water Turbines » (AFWT). C'est la technologie la plus répandue car elle provient de la transposition pour les courants des éoliennes classiques ; mais dans ce domaine, comme nous le verrons ci-après, la partie n'est pas encore jouée pour les « Cross Flow Water Turbines » (CFWT).

Au passage notons une caractéristique commune à toutes les hydroliennes, AFWT ou CFWT, qui les distinguent des éoliennes : leur taille. La figure 1-1 montre une éolienne avec une turbine à flux axial classique et une hydrolienne composée de deux turbines à flux axial juxtaposées. Le but de cette figure est de montrer que pour la même puissance fournie, une hydrolienne a une taille plus petite qu'une éolienne. La puissance  $P$  de ces convertisseurs dépend du flux d'énergie cinétique incident  $\frac{1}{2}\rho V_0^3$  traversant le maître couple  $A$  des turbines. Comme le flux incident de vitesse  $V_0$ , supposée uniforme loin en amont, s'épanouit en s'approchant de la turbine et se dissipe dans la turbine, seule une fraction  $C_p$  de ce flux, appelé coefficient de puissance ou rendement, contribue à produire  $P$  et on écrit :

$$C_p = \frac{P}{0.5\rho AV_0^3} \quad (1-1)$$



Figure 1-1. Comparaison de la taille d'une éolienne et d'une hydrolienne de même puissance

Pour un même  $C_p$  de turbine, la vitesse du vent qui est supérieure à celle du courant (typiquement 5 fois plus), ne peut compenser au niveau de l'énergie cinétique l'effet de la masse volumique de l'eau qui est environ 800 fois plus grande que celle de l'air.

### 1.1.2 Turbines à flux transverse

Il existe deux grandes classes de turbines à flux transverse : celles qui sont mues par les forces de traînée et celles qui sont mues par les forces de portance :

#### (i) Turbines mues par les forces de traînée

Il s'agit de turbines à axe horizontal dont le mouvement est créé par la force de traînée qui s'exerce de façon inégale sur les pales selon leurs positions angulaires. Dans le cas des roues à aubes (figure 1-2), composées de pales planes, la traînée affectant la pale immergée est plus grande que celle affectant la pale hors de l'eau, ce qui crée un couple et fait tourner la roue. Ce principe est le plus ancien utilisé mais n'est pas le plus efficace pour maximiser l'énergie récupérée. Dans les cours d'eau de taille modeste, cette technologie ou ses variantes sont encore bien utilisées [Baker et al., 2015] mais on compte peu d'applications marines. Dans le cas des turbines de type Savonius (figure 1-3), du nom de son inventeur finlandais Sigurd J. Savonius qui l'a brevetée en 1931 [Savonius, 1931], la rotation est créée par deux ou plusieurs aubes demi-cylindriques légèrement désaxés. A cause de sa surface concave, la traînée affectant l'aube qui descend au vent est plus grande que celle affectant l'aube qui monte, créant ainsi un couple moteur. La roue démarre à faible vitesse et présente un couple élevé qui varie de façon sinusoïdale pendant la rotation.

Les avantages de la turbine Savonius sont la robustesse, l'insensibilité à l'orientation angulaire et l'auto démarrage à faible vitesse d'écoulement. Cependant, le rendement d'une machine de type Savonius peut théoriquement aller jusqu'à 25%, mais en pratique il ne dépasse pas 17%. Généralement, ces machines ne sont pas adaptées pour des parcs d'éoliennes de grande puissance à cause du rapport entre la puissance installée et la surface utile, bien inférieure à celui d'une machine utilisant la portance. Il en est de même pour des applications hydroliennes pour lesquelles rares sont les projets fondés sur cette turbine.



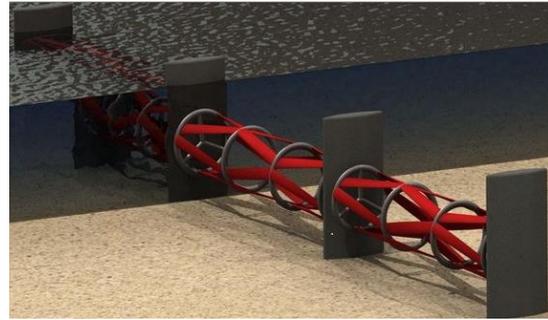
**Figure 1-2. Roue à aubes mue par les forces de traînée. Source : [AlgaConcept, 2015]**



**Figure 1-3. Turbine Savonius à 2 aubes vue de dessus. Source : [Gotwind.org, 2015]**

### (ii) Turbines mues par les forces de portance

Ces dernières s'exercent pour certaines portions angulaires des pales lors de leur révolution. Cette catégorie de turbines, connues comme turbines à flux transverse (CFWT), peut avoir une orientation a priori arbitraire de l'arbre de rotation dans un plan perpendiculaire à l'écoulement incident. Dans les faits, l'axe de rotation de ces turbines peut être vertical comme pour celles qui vont être décrites dans la suite, et plus rarement horizontal comme dans la figure 1-4.



**Figure 1-4. Hydrolienne à flux transverse à axe horizontal. Source : [McAdam et al., 2009]**

### **1.1.3 Turbines à flux transverse, à axe vertical et mues par des forces de portance**

Les turbines à flux transverse mues par des forces de portance, et possédant en outre un axe vertical, possèdent trois avantages par rapport aux turbines à flux axial qui ont pu déjà être observés lors de leur fonctionnement éolien :

- Leur fonctionnement est indépendant de la direction de l'écoulement ; il ne nécessite aucun mécanisme de lacet délicat au niveau de la nacelle pour se trouver face au vent.
- Le positionnement de la génératrice au pied de l'éolienne et son couplage au rotor sans porte à faux, facilite la maintenance.
- Par suite de l'abaissement de la pesante génératrice, les moments déstabilisateurs du rotor en fonctionnement sont inférieurs à ceux des éoliennes à axe horizontal.

Malgré ces avantages, les turbines à flux transverse souffrent de trois inconvénients qui ont conduit à privilégier les turbines à flux axial, actuellement répandues pour les parcs d'éoliennes grande puissance, à la fois sur les sites terrestres et off-shore. Ainsi, les turbines à flux transverse initialement mises en œuvre dans un contexte d'exploitation éolienne ont montré :

- que leur rendement était plus faible que celui des turbines à flux axial ;
- qu'elles étaient mécaniquement fragiles car soumises à de fortes vibrations dues aux efforts non-permanents que les pales subissent. Sur un tour, la variation périodique de ces efforts provient de la forte variation de l'angle d'incidence de l'écoulement que voit chacune des pales (voir section 1.2). Cette fragilité fut la cause d'accidents conduisant à des destructions d'éoliennes ;
- et enfin qu'elles ne sont pas auto-démarrantes.

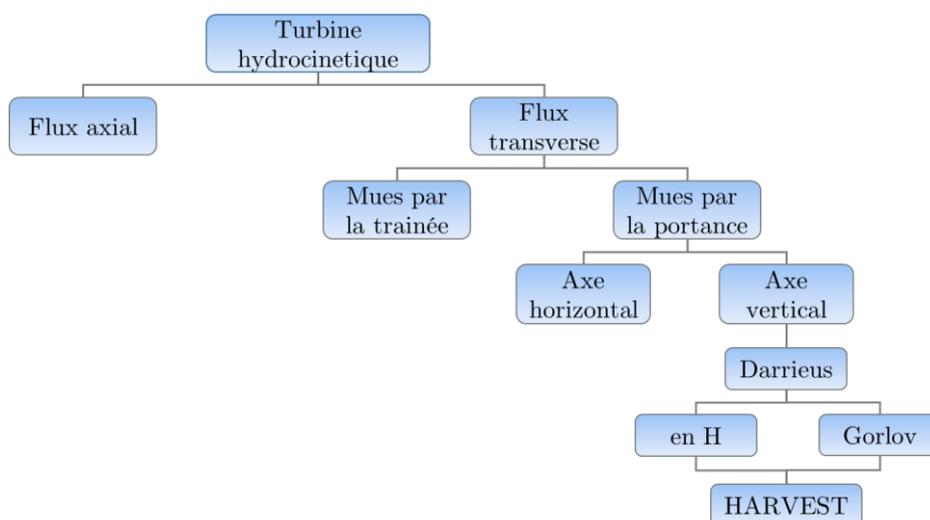
Si l'on se place maintenant en fonctionnement hydrolien, les avantages respectifs des turbines à flux transverse et à axe vertical subsistent ; ces turbines sont appelées « Vertical Axis Water Turbines » (VAWT) et s'opposent aux turbines à flux axial, appelées dans ce

contexte « Horizontal Axis Water Turbines » (HAWT). On peut même ajouter un avantage supplémentaire pour les VAWTs. Notons d’abord que le positionnement de la génératrice sous l’eau ou au-dessus de l’eau conditionne les contraintes technologiques nécessaires notamment en termes d’étanchéité et de maintenance. Ainsi, les générateurs des HAWT sont souvent placés sous l’eau, alors que pour une VAWT, le générateur peut être déporté en bout d’arbre hors de l’eau ce qui du point de vue du fonctionnement des organes électriques est très favorable.

Les inconvénients attribués aux turbines à flux transverse sont en revanche à reconsidérer lors d’un fonctionnement hydrolien [Paraschivoiu, 2002; Khan et al., 2009; Dellinger, 2011]. Ainsi, on peut remarquer que les deux premiers inconvénients des éoliennes munies de turbines à flux transverse peuvent être atténués :

- On a mentionné ci-dessus que la taille des hydroliennes est plus petite que celles des éoliennes. L’utilisation de carénages afin d’accroître les rendements ( $C_p$ ) est donc plus facilement envisageable pour les premières que pour les secondes. Or dans le cas d’une machine carénée, la fabrication des carénages rectangulaires pour des VAWTs est plus facile que des carénages circulaires pour des HAWTs.
- L’immersion dans l’eau diminue drastiquement les amplitudes des vibrations à cause de l’augmentation importante de l’amortissement structurel.

Ce bilan qu’il faut réactualiser en faveur des VAWTs, ne permet pas cependant d’avancer que ces dernières ont gagné la partie vis-à-vis des HAWTs ; le projet HARVEST avait précisément pour but, comme nous le verrons, de contribuer à rattraper le retard des VAWTs tout en gardant et même en amplifiant leurs avantages spécifiques. Avant de décrire les turbines des hydroliennes HARVEST, dites aussi turbines Achard, il convient de présenter (1) la turbine Darrieus ; c’est en effet son inventeur Georges Jean-Marie Darrieus qui a, dans son brevet de 1931, introduit le concept de turbine à flux transverse mue par des forces de portance. Ensuite deux grands types de base des VAWTs ont pu se développer (2) les turbines en H et (3) les turbines Gorlov [Gorlov, 1995]. Les turbines HARVEST constituent des variantes de ces deux types de turbines. La figure 1-5 permet de figurer la généalogie ascendante de la turbine de l’hydrolienne HARVEST qui sera décrite dans la section 1.3.



**Figure 1-5. Généalogie ascendante des turbines de l’hydrolienne HARVEST**

### 1.1.4 La turbine DARRIEUS

Les deux principales revendications du brevet de Georges Jean-Marie Darrieus [1931] concernent deux types de turbines à flux transverse mues par les forces de portance qui sont représentées dans la figure 1-6. L'une a des pales semi-circulaires et l'autre des pales droites liées à l'axe de rotation par des flasques.

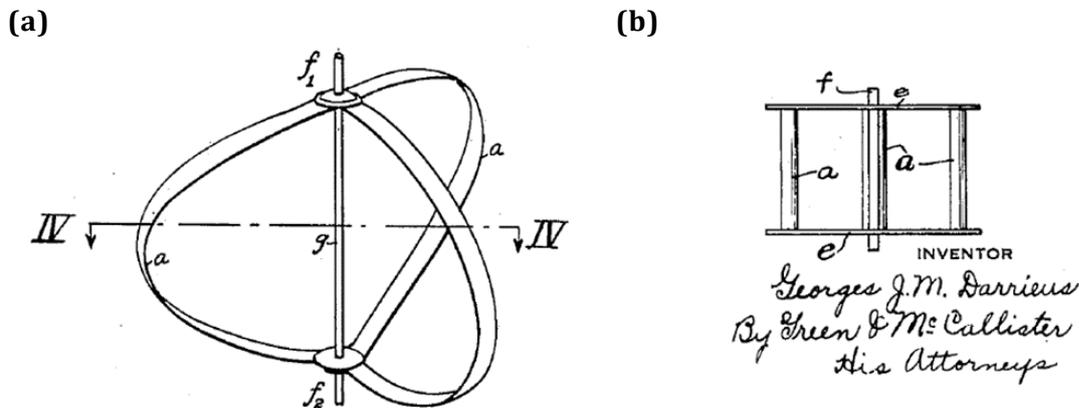


Figure 1-6. Turbines brevetées par Darrieus, avec des pales semi-circulaires (a) ou des pales droites soutenues par des flasques (b). Source : [Darrieus, 1931]

Les inconvénients comme les avantages de ces turbines ont déjà été mentionnés dans la section 1.1.3. On ajoutera simplement la simplicité de construction. Ces analyses sont générales. Il convient ensuite de distinguer pour les deux types de turbines (a) et (b) leur plus ou moins grande adaptation dans l'air et dans l'eau.

Dans l'air la forme des pales de la version (a) permet le transfert plus facile des forces centrifuges, qui sont largement dominantes vis-à-vis des forces aérodynamiques, vers l'arbre de rotation en évitant les sollicitations en flexion des pales. Des études théoriques ont montré que pour une machine parabolique, proche de la forme théorique d'une corde à sauter et dite « troposkienne », 60% de la partie équatoriale fournit 95% du couple [Blackwell & Reis, 1974]. Les extrémités des pales pénalisent ainsi le rendement de la machine, la portance étant proportionnelle au carré de la vitesse périphérique des pales. En tenant compte de cet aspect et dans un but de réduction du coût de fabrication, une autre forme de pales a été proposée par le Laboratoire SANDIA : une partie circulaire autour de la zone équatoriale de la machine et des segments de droite pour les extrémités [Reis & Blackwell, 1974]. Par ailleurs, les segments de droite doivent avoir une section aérodynamique sans quoi le rendement chute très vite.

Lors d'un fonctionnement dans l'eau, les forces hydrodynamiques deviennent sensiblement comparables aux forces centrifuges ; il devient possible de privilégier les performances hydrodynamiques en adoptant des pales droites comme dans la version (b) de l'hydrolienne Darrieus pour lesquelles toute la hauteur contribue au couple moteur.

### 1.1.5 La turbine en H

Il existe une version voisine de la version (b) de la turbine Darrieus dans laquelle les pales droites ne sont pas reliées à l'arbre par des flasques mais par des bras horizontaux, deux par pale, ces bras étant plus ou moins éloignés des extrémités de pales. Ces turbines

sont souvent appelées turbines en H. On trouve aussi la dénomination de turbines Davis de son inventeur l'ingénieur Barry Davis, lorsque les bras sont inclinés en se rapprochant de l'arbre [Davis, 1980] ; le développement de ces dernières a été financé par le Conseil national de recherches du Canada.

Dans cette configuration, il devient possible d'envisager le contrôle de l'angle de calage des pales pour chaque position angulaire de celles-ci par des mécanismes qui agissent via les bras. Trois avantages résultent de ce contrôle : d'abord, un meilleur rendement à l'aide d'un choix adéquat des incidences sur les pales suivant leur position angulaire, puis, une augmentation de la capacité d'auto-démarrage, et enfin, un lissage du couple, car le système peut faire varier l'incidence des pales pour réduire les effets des décrochages dynamiques et, par conséquent, diminuer les variations des efforts s'appliquant sur ces pales.



Figure 1-7. Turbines Davis avec des bras inclinés

Le tableau 1-1 résume les coefficients de puissance maximaux des turbines en H sans [Shiono et al., 2002; Wessner & Bear, 2009] ou avec contrôle de calage [Coiro et al., 2005; Schönborn & Chantzidakis, 2007]. Les rendements de ces dernières sont inférieurs aux rendements HAWT, qui, généralement, sont de l'ordre de 40%. Il faut mentionner que d'une façon générale les valeurs rapportées dans la littérature sont imprécises car entachées d'incertitudes concernant la géométrie exacte de la turbine et surtout les caractéristiques exactes du champ hydrodynamique incident (champ de vitesse, immersion, confinement de l'écoulement, etc.).

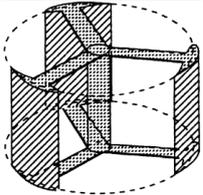
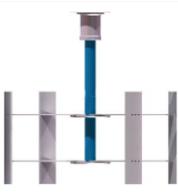
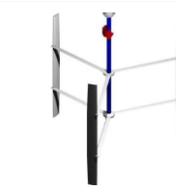
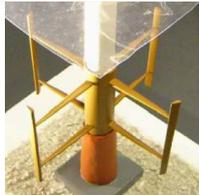
Paramètre	[Shiono et al., 2002]	[Wessner & Bear, 2009]	[Coiro et al., 2005]	[Schönborn & Chantzidakis, 2007]
Photo				
<i>N</i> de bras	6	8	6	8
Contrôle de calage	Non	Non	Oui	Oui
<i>N</i> de pales	3	4	3	4
Profil	NACA 63(3)-018 projeté sur le cercle	non fourni	H-LIFT18	NACA 0018
Solidité	1,12	non fournie	0,40	0,39
Rayon <i>R</i>	15 cm	76 cm	300 cm	50 cm
Hauteur <i>H</i>	20 cm	76 cm	500 cm	50 cm
Rendement	23%	26%	28%	38%

Tableau 1-1. Rendements de turbines à flux transverse de type en H

Les concepts fondés sur un contrôle de calage des pales peuvent être un bon choix dans une configuration de turbine isolée, mais pas dans une configuration de turbines empilées, où la complexité du contrôle de calage devient préjudiciable.

Outre les études reportées dans le tableau ci-dessus, il est également important de mentionner le nombre considérable d'études quelquefois raffinées concernant les performances des turbines à flux transverse installées dans des conduites confinant fortement l'écoulement. Ces études, comme par exemple [Ponta & Dutt, 2000; Kirke, 2005; Ponta & Jacovkis, 2008], font état de rendements excédant 50%.

En conclusion, le bilan bibliographique des turbines en H à pales droites placées dans l'eau en écoulement libre montre qu'il est difficile d'obtenir un rendement supérieur à 28%. En revanche, les turbines avec un contrôle de calage des pales donnent des résultats assurément supérieurs mais au prix d'une plus grande complexité technique.

### 1.1.6 La turbine Gorlov

Au début des années 90, le chercheur russe Gorlov a introduit, pour les turbines à axe vertical, le concept de pales hélicoïdales, semblables à des structures d'ADN. Par cette géométrie, on vise notamment à réduire les trois inconvénients qui ont été évoqués dans la section 1.1.3.

De nombreux essais sur ces turbines furent effectués, certains en laboratoire, d'autres sur site naturel, conduisant à des rendements variés voire contradictoires. Nous rappelons brièvement quelques étapes marquantes de ces essais.

Un premier prototype (figure 1-8), constitué de trois pales hélicoïdales, chacune couvrant un tiers de la circonférence ( $120^\circ$ ) et maintenue par des flasques aux deux extrémités, a été testé pendant trois mois dans le Cap Cod Canal au Massachusetts en 1996. Dans ce canal, le courant change de sens quatre fois par jours avec une vitesse maximale de 1,7 m/s. La turbine avait les caractéristiques suivantes : 60 cm de diamètre, 85 cm de hauteur, 3 pales NACA 0020 ayant une corde de 17,5 cm. Malgré les conditions difficiles sur le site et d'importants passages tourbillonnaires, le rendement fut évalué à 35% [Gorlov, 1998]. De plus, Gorlov affirma que sa machine ne provoquait pas de variation de couple et que la vitesse de rotation obtenue était uniforme, sans accélération ou ralentissement.



Figure 1-8. Turbine Gorlov 1996

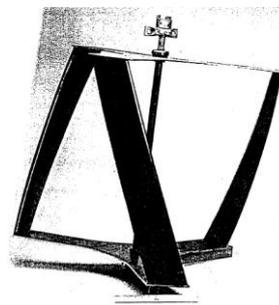


Figure 1-9. Turbine Gorlov 1997

En 1997, un autre prototype (figure 1-9), faisant 100 cm de diamètre et 82,5 cm de hauteur, fut testé en configuration non-confinée dans le bassin du Laboratoire Hydrodynamique du Michigan. Les pales couvraient un sixième ( $60^\circ$ ) de la circonférence et elles étaient maintenues par des bras en haut et en bas. Les résultats publiés furent excellents avec un rendement mesuré égal, là aussi, à 35%. De plus, la turbine a montré

qu'elle était capable de produire de l'électricité pour des courants de seulement 0,6 m/s [Gorlov, 1998]. La raison du changement géométrique entre les turbines de 1996 et 1997, concernant la diminution de la couverture circonférentielle des pales et l'utilisation de bras au lieu de flasques, n'est pas argumentée. On peut supposer qu'il s'agit de réduire la traînée globale de la machine.

La figure 1-10 montre la dernière version de la turbine Gorlov, développée en collaboration avec l'Université Northeastern de Boston et commercialisée par la société Lucid Energy Technologies. Les développeurs sont revenus en arrière, en gardant une couverture circonférentielle de pale plus importante, de l'ordre de 120°. Les flasques ont été définitivement abandonnés. La modification géométrique la plus marquée est l'utilisation de pales plus allongées, dont le rapport hauteur sur diamètre de la turbine peut atteindre 2,5 entraînant la présence d'un troisième bras pour chaque pale au niveau du plan médian de la turbine. A partir de données disponibles sur le site web de la société Lucid Energy Technologies [2009], il est possible d'inférer un coefficient de puissance de 25%.



**Figure 1-10. Turbine GORLOV commercialisée par Lucid Energy Technologies**

On ne trouve pas d'explications sur la baisse des rendements annoncés. Le débat mentionné dans un rapport [Bedard, 2005] diffusé par l'Electrical Power Research Institute (EPRI) concernant l'Amesbury Tidal Energy Project (ATEP), pendant lequel la plus récente turbine développée par Gorlov fut testée, est surprenant. La performance mesurée d'une turbine arrive à peine à plus de 50% de la valeur communiquée initialement par Gorlov, à savoir 17,5% au lieu des 35% annoncés. Suivant Gorlov, un tel écart serait dû au fonctionnement de la turbine trop près de la surface libre. La rotation de la turbine entraîne alors la formation d'un tourbillon dans la partie supérieure de la machine : c'est le phénomène de ventilation. Des bulles d'air sont aspirées au sein de la turbine, conduisant à la dégradation des performances ; le

problème disparaît si la turbine est installée à des profondeurs plus importantes.

Enfin des tests réalisés par la société Coastal Hydropower Corporation, affirment que les performances des turbines Darrieus et Gorlov (figure 1-11) sont similaires et avoisinent les 25% ; la cause de la chute du rendement proposée par Gorlov semble ainsi justifiée. Concernant les inconvénients (ii) et (iii), il semble que Gorlov ait atteint ses objectifs. En se fondant sur des expériences bien documentées, comme celles qui figurent dans les travaux de Shiono et al., [2002], on observe que les problèmes d'auto-démarrage et de vibrations ont bien été résolus grâce à l'enroulement hélicoïdal des pales. L'élimination de l'inconvénient (i), associé à la faiblesse de rendement, ne semble pas en revanche avoir été réglée car les turbines Gorlov et Darrieus présentent sensiblement les mêmes rendements, de l'ordre de 25%.



**Figure 1-11. Turbines en H et Gorlov testées par Coastal Hydropower Corporation**

Avant de définir les spécificités des turbines HARVEST dans la section 1.3, il est nécessaire d'exposer plus précisément le mode de fonctionnement caractéristique d'une turbine transverse à axe vertical mue par les forces de portance.

## **1.2 Fonctionnement de turbines à flux transverse et à axe vertical**

La conception et l'étude des turbines HARVEST se sont appuyées sur l'examen des résultats obtenus sur les turbines en H et les turbines Gorlov qui viennent d'être très brièvement exposés. Toutes ces turbines possèdent un mode de fonctionnement commun qui peut être appréhendé en première approximation en évaluant les forces hydrodynamiques quasi permanentes agissant sur une pale isolée au cours d'une révolution. Par souci de simplicité supplémentaire ces forces seront décrites dans un seul plan  $U$  perpendiculaire à l'axe de rotation. Ce plan quelconque doit toutefois être éloigné des extrémités des pales afin de négliger les effets tridimensionnels qui s'y manifestent.

Ce sous-chapitre débute ainsi dans la section 1.2.1 par une description des vitesses que voit une pale en rotation dans ce plan  $U$  et des forces qu'elle subit ou qu'elle développe. Les différents paramètres bidimensionnels hydrodynamiques caractérisant le comportement hydrodynamique d'une pale sont ensuite présentés dans la section 1.2.2 ; on conclura cette sous-section en relevant l'occurrence du phénomène de décrochage dynamique que peuvent connaître les pales. Les études expérimentales rappelées dans la section 1.2.3 s'attacheront à décrire les écoulements tourbillonnaires de nature instationnaire résultant du décrochage dynamique.

### **1.2.1 Vitesse et forces rencontrées par une pale en rotation**

La figure 1-12 présente une coupe selon le plan transversal  $U$  d'une pale constituée d'un profil d'aile de corde  $c$  qui tourne autour d'un axe vertical  $Z$  avec une vitesse angulaire constante  $\omega$  en mouvement de rotation dans un fluide de masse volumique  $\rho$  et de viscosité cinématique  $\nu$ . Sur la même figure, plusieurs repères sont introduits :

- Tout d'abord un repère dont l'origine est confondue avec le centre de rotation de la turbine  $O$ , et dont les vecteurs unitaires  $X, Y, Z$  sont définis tels que le vecteur  $X$  est parallèle à la vitesse du courant à l'infini amont, donnée par le vecteur  $V_0$ . Un tel repère absolu reste fixe au cours du mouvement de la pale. On peut définir dans ce repère cartésien, un système de coordonnées cylindriques  $(\theta, R, Z)$  qui permet de définir le point moyen  $M$  sur la corde du profil de la pale par sa position angulaire  $\theta$  (qui se trouve donc classiquement mesurée dans le sens antihoraire) et par sa position radiale définie par  $R$ .

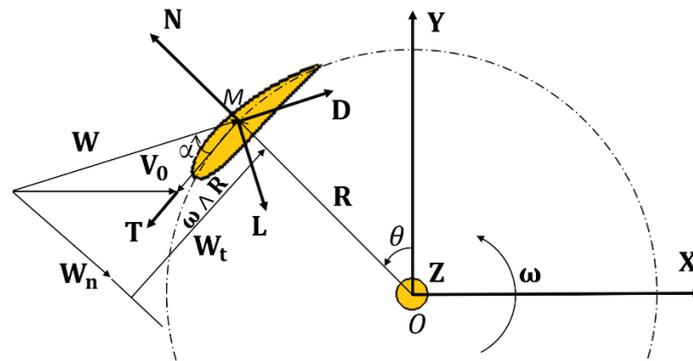


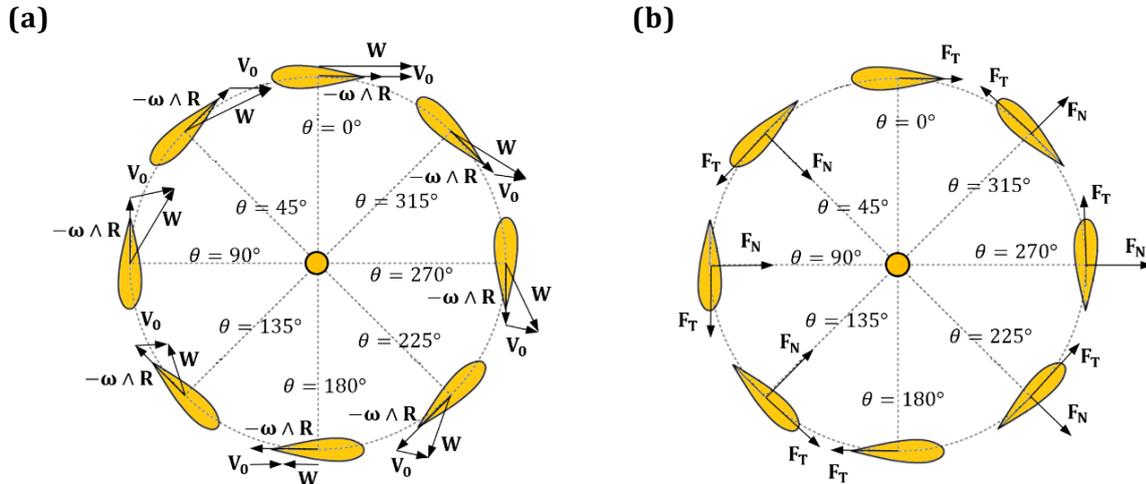
Figure 1-12. Coupe d'une pale selon le plan transversal  $S$ . L'écoulement est orienté de gauche à droite et la turbine tourne dans le sens antihoraire

- Ensuite, dans le plan transversal  $U$ , un repère relatif lié à la pale dont l'origine est  $M$  et dont les vecteurs unitaires tangents aux lignes coordonnées sont  $N$  et  $T$  dans cet ordre. On remarque que  $N$  définit un axe qui passe par  $O$  alors que  $T$  est porté par un axe tangent au cercle de rotation parcouru par  $M$ . La vitesse linéaire de la pale est donc  $\omega \wedge R$  où  $R = RN$ . Ce repère tournant permettra, comme expliqué ci-après, de caractériser le couple de la machine récupéré sur l'axe de rotation en distinguant la force motrice (positive ou négative) de la force qu'encaisse la pale ; il est appelé repère Lilienthal.  
Enfin, toujours dans le plan transversal  $U$ , un deuxième repère relatif dont l'origine est  $M$  mais dont le deuxième vecteur unitaire  $D$  est parallèle et opposé à la vitesse relative du fluide incident à l'infini amont qui s'écrit :

$$\mathbf{W} = \mathbf{V}_0 - \omega \wedge \mathbf{R} \quad (1-2)$$

Le premier vecteur unitaire  $L$  est normal à  $D$ . La vitesse relative  $W$  est la vitesse avec laquelle le courant attaque la pale sous l'angle d'incidence  $\alpha$  que forme le vecteur  $T$  avec le vecteur  $D$ . C'est à partir de ce repère tournant qui est lié à l'écoulement que l'on distinguera, comme expliqué ci-après, les forces de traînée et de portance ; il est appelé repère Eiffel.

La figure 1-13a montre l'évolution du triangle de vitesses pour différentes positions angulaires. Au cours de la rotation de la pale, la direction et l'intensité de la vitesse relative  $W$  varient, conduisant directement à une force hydrodynamique variable. Cette force peut être représentée dans le repère lié à l'écoulement, où sont distinguées les forces de traînée et de portance ; l'utilisation du repère lié à la pale, où sont distinguées les seules forces tangentielles qui contribuent au couple est d'un intérêt plus direct dans la compréhension du fonctionnement des turbines à flux transverse.



**Figure 1-13. Evolution du triangle de vitesse (a) et des forces hydrodynamiques développées par une pale (b) sur un tour complet du rotor**

La figure 1-13b présente les composantes tangentielle  $F_T$  et normale  $F_N$  de la force hydrodynamique qui s'applique sur les pales. Elles sont reliées aux forces exprimées dans le repère absolu par l'équation 1-3 :

$$\begin{Bmatrix} F_X \\ F_Y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos \theta & -\sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_T \\ F_N \end{Bmatrix} \quad (1-3)$$

Dans le demi-disque amont, quand  $\theta$  augmente depuis la position  $0^\circ$ , la force tangentielle devient motrice et atteint un maximum près de  $90^\circ$  avant de décroître jusqu'à la position  $\theta = 180^\circ$ . On observe le même comportement dans le demi-disque aval entre les positions  $\theta = 180^\circ$  et  $\theta = 360^\circ$ . C'est la composante tangentielle qui est responsable du mouvement de rotation de la turbine, créant un couple moteur. Au voisinage de  $0^\circ$  et  $180^\circ$ , la pale subit une force tangentielle opposée à la rotation.

La force normale est déterminante pour la tenue mécanique des pales. La figure 1-13b montre bien le caractère alterné sur un tour. Pour étudier la tenue mécanique des pales, il convient d'ajouter à cette force hydrodynamique la force centrifuge, toujours dirigée vers l'extérieur de la turbine. La force normale atteint un maximum dans le demi-disque amont dans lequel elle est centripète. Le pic de couple aval est plus faible, à cause de la présence du sillage issu des pales du demi-disque amont et, le cas échéant, de celui de l'arbre de rotation. Ce dernier point représente un avantage pour la tenue mécanique puisque dans le demi-disque aval les forces centrifuge et hydrodynamique s'additionnent, alors qu'elles s'opposent dans le demi-disque amont.

## 1.2.2 Paramètres hydrodynamiques

D'une façon classique, différents paramètres hydrodynamiques peuvent être établis pour décrire le fonctionnement d'une turbine. Ces paramètres sont très utiles pour caractériser les différentes géométries de machine et interviennent dans l'établissement des critères de similitude entre les modèles à échelle réduite et les prototypes à échelle réelle.

### 1.2.2.1 Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds caractérise le régime de l'écoulement. Il s'interprète comme le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses.

Plusieurs définitions sont possibles, dont deux sont à retenir pour l'étude des hydroliennes :

- Nombre de Reynolds associé à la pale : défini en considérant la corde  $c$  du profil et la vitesse  $R\omega$  caractéristique de l'écoulement vu par la pale :

$$Re_c = \frac{R\omega c}{\nu} \quad (1-4)$$

- Nombre de Reynolds associé à la turbine : défini en considérant le diamètre  $D$  de la turbine et la vitesse  $V_0$  du fluide à l'infini amont :

$$Re_D = \frac{V_0 D}{\nu} \quad (1-5)$$

Le nombre de Reynolds associé à la pale est utilisé normalement pour des études locales autour du profil, où les phénomènes à l'échelle de la pale sont importants. L'emploi du nombre de Reynolds associé à la turbine est plus approprié quand la taille de la turbine est du même ordre de grandeur que les autres dimensions du problème.

### 1.2.2.2 Paramètre d'avance ou vitesse spécifique

Le paramètre d'avance ou vitesse spécifique ( $\lambda$ ) caractérise les types de régime de l'écoulement pour ce qui concerne la vitesse de rotation des pales. Il représente le rapport entre la vitesse tangentielle en bout de pale et la vitesse du fluide à l'infini amont et est défini par l'équation 1-6 :

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_0} \quad (1-6)$$

### 1.2.2.3 Angle d'incidence ou angle d'attaque

Ayant la même origine, définie par le point  $M$ , les deux repères relatifs introduits dans la section 1.2.1 sont déphasés d'un angle  $\alpha$ . Appelé angle d'incidence ou angle d'attaque, l'angle  $\alpha$  mesure l'inclinaison de la corde du profil par rapport à la vitesse relative  $\mathbf{W}$  du fluide. L'angle d'incidence est variable au cours de la rotation et, si la corde du profil est tangente au cercle de la machine (angle de calage nul), il peut être estimé par l'équation 1-7 :

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\mathbf{W} \cdot \mathbf{n}}{\mathbf{W} \cdot \mathbf{t}}\right) \quad (1-7)$$

Les vecteurs unitaires  $\mathbf{t}$  et  $\mathbf{n}$  du repère relatif lié à la pale sont reliés à la base unitaire  $\mathbf{x}$  et  $\mathbf{y}$  du repère absolu par la relation 1-8 :

$$\begin{aligned}\mathbf{t} &= -\cos \theta \mathbf{x} - \sin \theta \mathbf{y} \\ \mathbf{n} &= -\sin \theta \mathbf{x} + \cos \theta \mathbf{y}\end{aligned}\tag{1-8}$$

Admettant la vitesse  $\mathbf{V}_0$  parallèle à l'axe  $\mathbf{X}$  et en utilisant les relations 1-2 et 1-8, l'équation 1-7 devient :

$$\alpha = \arctan\left(\frac{-V_0 \sin \theta}{-V_0 \cos \theta - \omega R}\right)\tag{1-9}$$

A l'aide de l'expression 1-6, l'angle d'incidence  $\alpha$  et le module de la vitesse d'attaque  $W$  peuvent s'exprimer en fonction uniquement du paramètre d'avance et de la position angulaire  $\theta$  de la pale :

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\sin \theta}{\cos \theta + \lambda}\right)\tag{1-10}$$

$$W = V_0 \sqrt{1 + 2\lambda \cos \theta + \lambda^2}\tag{1-11}$$

La figure 1-14 montre la variation de l'angle d'incidence  $\alpha$  pour différentes valeurs de  $\lambda$ . L'angle d'incidence décroît lorsque le paramètre d'avance  $\lambda$  croît. On note que pour une valeur de  $\lambda$  fixée,  $\alpha$  est symétrique en valeur absolue sur deux demi-tours consécutifs de la machine. Il est positif pour  $0^\circ < \theta < 180^\circ$  et négatif pour  $180^\circ < \theta < 360^\circ$ . Sur la figure 1-14, il est aussi possible de remarquer que l'angle de décollement statique (entre  $12^\circ$  et  $15^\circ$  pour de nombreux types de profil selon Abbot & Von Doenhoff [1959]) est dépassé de manière importante pour une plage d'angles azimutaux très large, surtout sur des conditions de fonctionnement à faible paramètre d'avance ( $\lambda$  entre 2 et 3 correspond à des vitesses spécifiques nominales classiques pour les hydroliennes). A cause de cette particularité, des décollements importants sont susceptibles d'apparaître. Cette analyse reste qualitative car elle est fondée sur une vitesse relative amont supposée uniforme alors qu'en réalité les lignes de courant peuvent être courbes. Il faut aussi mentionner que les décollements possèdent une dynamique fortement liée à la variation rapide de l'angle d'incidence en fonction du temps (voir section 1.2.3, où sont rappelés les phénomènes de décrochage dit dynamique).

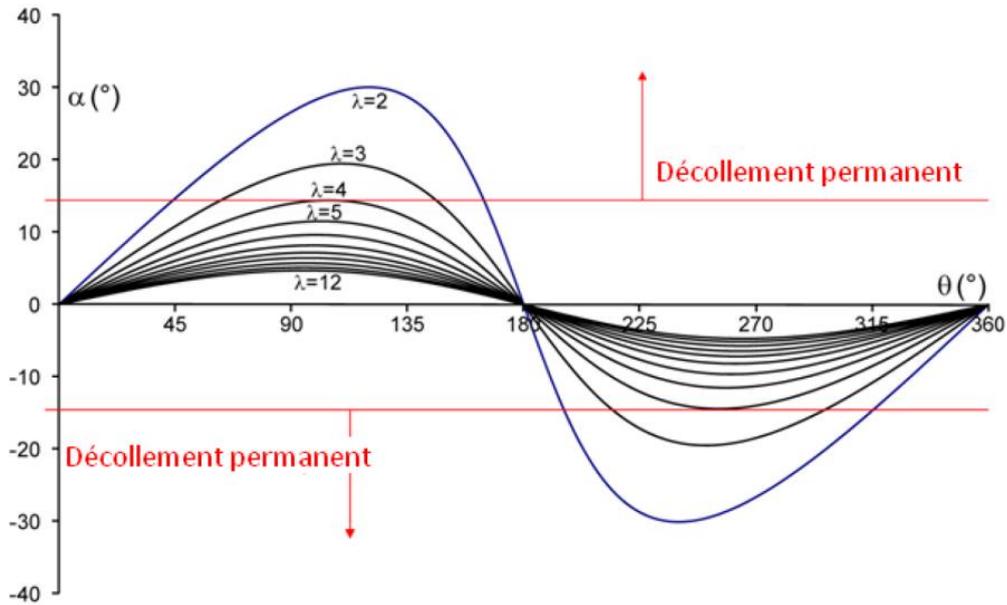


Figure 1-14. Influence du paramètre d'avance sur l'angle d'incidence  $\alpha$  en fonction de la position angulaire

#### 1.2.2.4 Coefficients de force et couple

Pour exprimer les efforts hydrodynamiques qui agissent sur une turbine, il est d'usage courant d'introduire des coefficients adimensionnels. Ces coefficients permettent de caractériser les propriétés hydrodynamiques en distinguant les propriétés intrinsèques de la turbine (paramètres géométriques) et les caractéristiques du fluide (masse volumique et conditions d'écoulement).

A l'échelle d'une pale, les forces de portance, de traînée, normale et tangentielle, pour une unité de hauteur de pale, sont généralement normalisées par la corde  $c$  du profil, ainsi que le module de la vitesse d'attaque  $W$  et la masse volumique  $\rho$  du fluide, suivant les équations 1-12 :

$$C_D = \frac{F_D}{0.5\rho cW^2} \quad , \quad C_L = \frac{F_L}{0.5\rho cW^2} \quad (1-12)$$

$$C_T = \frac{F_T}{0.5\rho cW^2} \quad , \quad C_N = \frac{F_N}{0.5\rho cW^2}$$

Ces coefficients sont reliés entre eux par l'équation 1-13 :

$$\begin{Bmatrix} C_D \\ C_L \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & -\cos \alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} C_T \\ C_N \end{Bmatrix} \quad (1-13)$$

En ce qui concerne la turbine, il est intéressant de définir les mêmes coefficients à une échelle globale, en utilisant le repère absolu de l'écoulement. Les trois coefficients  $C_X$ ,  $C_Y$  et  $C_Z$  peuvent être interprétés comme coefficients de traînée globale, par unité de hauteur de la machine, respectivement dans les sens longitudinal, transversal et axial. Dans les équations 1-14, les forces hydrodynamiques qui agissent sur la turbine dans les trois

directions de l'espace sont normalisées par le diamètre  $D$  de la turbine, ainsi que la vitesse  $V_0$  à l'infini amont et la masse volumique  $\rho$  du fluide :

$$C_x = \frac{F_x}{0.5\rho DV_0^2} \quad , \quad C_y = \frac{F_y}{0.5\rho DV_0^2} \quad , \quad C_z = \frac{F_z}{0.5\rho DV_0^2} \quad (1-14)$$

Le fonctionnement hydraulique de la turbine peut être finalement caractérisé par la puissance de sortie  $P$  de chaque rotor, par unité de hauteur, calculée à partir du couple de rotor  $C$ , par unité de hauteur, et la vitesse angulaire  $\omega = \|\boldsymbol{\omega}\|$  :

$$P = C\omega. \quad (1-15)$$

La valeur instantanée du couple  $C$  est calculée pour chaque position angulaire  $\theta$  de la pale à partir de la valeur instantanée de la force tangentielle  $F_T$  qui donne la valeur instantanée de la puissance de sortie  $P$ . Il peut être adimensionné pour conduire au coefficient de couple  $C_c$  :

$$C_c = \frac{C}{0.5\rho DRV_0^2} \quad (1-16)$$

$$C = 0.5C_c\rho DRV_0^2 \quad (1-17)$$

#### 1.2.2.5 Coefficient de puissance

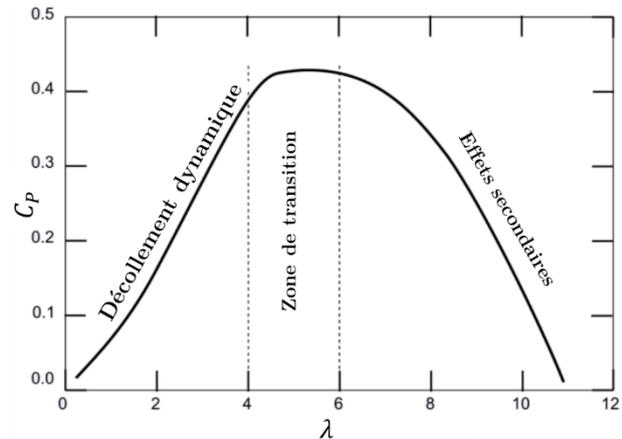
Pour évaluer le rendement d'une hydrolienne, on utilise le coefficient de puissance  $C_p$  introduit dans 1-1, le maître-couple  $A$  étant ici défini par le diamètre multiplié par l'unité de hauteur,  $C_p = P/(0.5\rho DV_0^3)$ . Sachant que  $P = C\omega$ , le coefficient de puissance est directement relié au coefficient de couple par le paramètre d'avance (équation 1-6). Ainsi l'équation 1-1 devient :

$$C_p = \lambda \cdot C_c \quad (1-18)$$

Le coefficient de puissance varie avec les différents paramètres géométriques et hydrodynamiques caractérisant la turbine. Les paragraphes suivants décrivent l'influence de quelques nombres adimensionnels sur la performance globale de la turbine. Différents régimes d'écoulement se produisent dans une machine à flux transverse suivant la valeur du paramètre d'avance. On remarque que  $\lambda$  conditionne l'angle d'incidence du profil (équation 1-10) et le module de la vitesse d'attaque (équation 1-11).

D'après Paraschivoiu [2002], la figure 1-15 présente une évolution typique du coefficient de puissance en fonction du paramètre d'avance. En fonction de l'importance des effets primaires (dynamiques) et secondaires (visqueux), la courbe est divisée en trois régions. Pour les faibles paramètres d'avance, les pales subissent un décollement suivi d'un décrochage dynamique intense, conséquence d'angles d'incidence dépassant largement les valeurs où se produit le décollement statique, ce qui conduit à des charges importantes sur la turbine.

Au début de cette zone, la perte de rendement est due aux larges structures vorticitaires qui se détachent de la surface des pales et qui sont convectées en aval. Pour les valeurs élevées du paramètre d'avance les angles d'incidence sont faibles est donc les phénomènes de décrochage dynamiques disparaissent au profit de divers phénomènes dissipatifs qui seront énumérés dans la section 1.3.1. Entre les deux zones, il y a une zone étroite, dite de transition, correspondant à un équilibre entre les effets primaires et les effets secondaires. C'est dans cette région que se situe le pic de performance.



**Figure 1-15. Evolution typique de la performance d'une turbine en fonction du paramètre d'avance  $\lambda$**

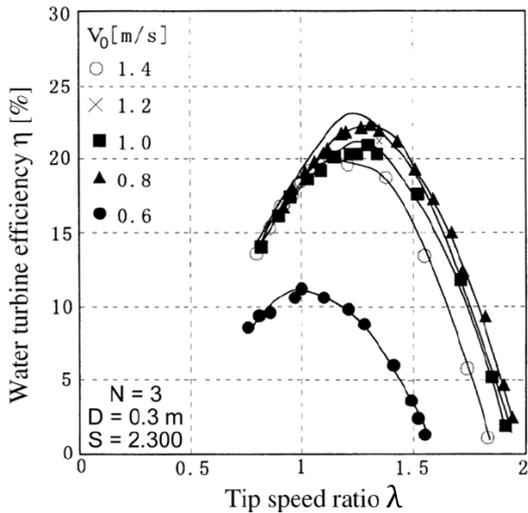
#### 1.2.2.6 Solidité

La solidité ( $S$ ) est un paramètre géométrique qui caractérise la portion de longueur totale occupée par les cordes des pales par rapport au rayon de la turbine. Ce rapport représente l'ombre obtenue en projetant perpendiculairement toutes les pales sur la moitié de la section transversale de la turbine. Plusieurs formules sont employées pour calculer la solidité à partir des paramètres géométriques principaux. Au cours de ces travaux, la définition adoptée est celle donnée par l'équation 1-19 :

$$S = \frac{Nc_m}{R} \quad (1-19)$$

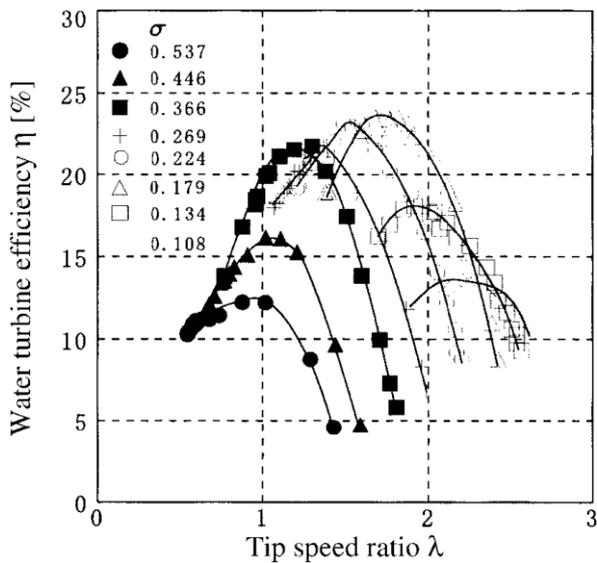
Dans ce mémoire, sauf mention contraire, la solidité d'une turbine désignera la solidité moyenne, évaluée à partir de la corde moyenne  $c_m$  des pales.

La figure 1-16 montre les résultats des essais réalisées par Shiono et al. [2000]. Les auteurs ont mesuré les performances d'une maquette de turbine à pales droites dans l'eau pour différentes vitesses de courant amont  $V_0$  et donc pour différentes valeurs du Reynolds de corde. Les courbes obtenues montrent qu'à partir d'une certaine valeur de la vitesse du courant amont et donc du nombre de Reynolds, il n'y a pas de gros écarts de rendement maximum en fonction du Reynolds (de 20% à 23%). On remarque cependant qu'il y a un Reynolds optimal pour une solidité  $S$  de machine donnée. On peut avancer l'hypothèse que la dégradation du rendement avec l'augmentation de vitesse est due à l'influence accrue du sillage des pales amont sur les pales en aval.



**Figure 1-16. Influence du nombre de Reynolds sur le coefficient de puissance à solidité ( $S = 2.3$ ) constante**

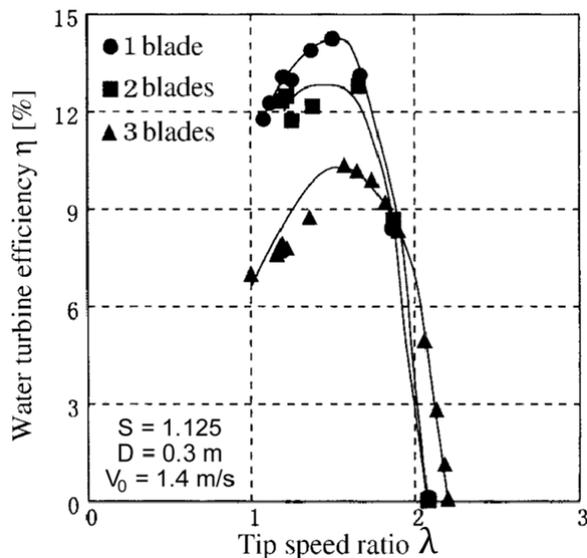
Cette réduction est due probablement aux effets d'interférence que les pales à l'amont produisent sur les pales à l'aval. En revanche, l'augmentation du nombre de pales améliore la capacité d'auto-démarrage et lisse le couple moteur de la turbine. Il est possible aussi de remarquer sur la figure 1-18 que, pour une même solidité  $S = 1.125$ , la turbine à trois pales a un rendement optimal de l'ordre de 10% pour  $V_0$  de 1.4 m/s, alors qu'on note sur la figure 1-17 un  $C_p$  maximal d'environ 23% pour  $V_0$  de 1.0 m/s. Cela semble confirmer l'hypothèse de la chute de performance au-delà d'un certain nombre de Reynolds associé à la turbine ( $Re_D$ ) observée sur la figure 1-16.



**Figure 1-17. Influence de la solidité sur le coefficient de puissance à nombre de Reynolds ( $V_0 = 1.0$  m/s) constant**

La figure 1-17, également extraite de Shiono et al., [2000], montre qu'il existe une solidité optimale pour une valeur fixe du nombre de Reynolds associé à la turbine ( $Re_D$ ). On voit sur ces courbes l'augmentation de la plage de fonctionnement en vitesse spécifique  $\lambda$  (et en vitesse de rotation  $\omega$  associée) lorsque la solidité diminue. Le fait de diminuer la solidité abaisse le couple mais augmente la vitesse de rotation  $\omega$ . L'évolution inverse du couple et de la vitesse de rotation en fonction de la solidité explique l'existence d'une solidité optimale, car le meilleur rendement à  $V_0$  fixée est trouvé quand le produit du couple par la vitesse de rotation  $\omega$  est maximal.

En ce qui concerne le nombre de pales, les résultats de Shiono et al. [2000], reproduits sur la figure 1-18, montrent que l'augmentation du nombre de pales diminue les performances.



**Figure 1-18. Influence du nombre de pales sur le coefficient de puissance à solidité ( $S = 1.125$ ) et nombre de Reynolds ( $V_0 = 1.4$  m/s) constants**

### 1.2.2.7 Intensité turbulente

L'intensité turbulente est un indicateur de l'agitation turbulente par rapport au champ cinématique moyen. Elle est définie comme le rapport entre l'écart type des fluctuations de vitesse et la vitesse moyenne locale. Typiquement, dans une veine d'essai, l'intensité turbulente de l'écoulement varie de 2 à 10%.

D'après Laneville et al. [1985], l'intensité turbulente a une influence sur les performances des éoliennes à axe vertical. En effet, la turbulence modifie substantiellement le décrochage dynamique (section 1.2.3). Une intensité turbulente plus élevée tend à stabiliser la couche limite en augmentant le gradient de pression adverse auquel elle résiste sans décoller. Ainsi, le décrochage dynamique (et même le décrochage statique) se produit à des angles d'incidence plus importants par rapport au régime laminaire.

### 1.2.2.8 Décrochage dynamique

L'écoulement autour des turbines à flux transverse est fortement instable et tridimensionnel. La complexité de l'écoulement est due au phénomène de décrochage dynamique, caractérisé par un processus de lâcher tourbillonnaire, pendant lequel un ou plusieurs couples de tourbillons contrarotatifs se forment, sont emportés par le sillage et interfèrent avec les pales en rotation.

Le décrochage dynamique est une conséquence d'un mouvement forcé en fonction du temps produisant des efforts cycliques. La grande majorité des études de décrochage dynamique a été consacrée à des mouvements de tangage sinusoïdaux, dont l'angle d'incidence  $\alpha$  en fonction de l'angle d'incidence moyen  $\alpha_m$ , de l'amplitude de l'angle d'incidence  $\alpha_a$ , de la fréquence d'oscillation  $f$  et du temps  $t$  est donné par l'équation 1-20 :

$$\alpha = \alpha_m + \alpha_a \sin(2\pi ft) \quad (1-20)$$

Le degré d'instationnarité d'un profil soumis au décrochage dynamique peut être évalué en fonction de la fréquence réduite  $k$ , qui correspond au rapport entre l'échelle de temps caractéristique de convection  $c/2V_0$  et l'échelle de temps caractéristique du mouvement du profil  $1/2\pi f$ . Cependant, la proximité entre le mouvement relatif des profils d'une turbine à flux transverse et celui d'un profil oscillant est sujette à caution. En effet, le mouvement circulaire des profils d'une turbine à flux transverse décrit un mouvement de tangage non-sinusoïdal impliquant des forces d'inertie. En outre, les pales en aval ne sont pas soumises à un écoulement uniforme car elles interagissent avec les tourbillons lâchés par les pales en amont. Il faut donc être prudent en extrapolant les résultats issus d'un profil oscillant dans un écoulement uniforme à ceux d'une turbine à flux transverse.

Laneville et al. [1986] se sont appuyés sur l'expression de la fréquence réduite utilisée pour étudier le phénomène de décrochage dynamique qui se manifeste dans les pales d'un hélicoptère. Elle est calculée en rapportant l'échelle de temps caractéristique de convection ( $c/\omega R$ ) et de l'échelle de temps caractéristique du mouvement du profil ( $2\alpha_{max}/\dot{\alpha}_{max}$ ). Cette expression a permis à ces auteurs de calculer la fréquence réduite des turbines à flux transverse en fonction du paramètre d'avance  $\lambda$  :

$$k = \frac{c}{R} \cdot \frac{1}{\lambda - 1} \cdot \frac{1}{2} \left( \operatorname{atan} \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 - 1}} \right)^{-1} \quad (1-21)$$

Selon McCroskey [1981], lorsque la fréquence réduite est supérieure à 0.05, la machine devient le siège d'importants décrochages dynamiques accompagnés de lâchers tourbillonnaires. On peut montrer que cette frontière portant sur la fréquence réduite est approximativement équivalente à une frontière portant sur la solidité  $c/R$  dès que  $\lambda$  dépasse une valeur voisine de 4. Cette frontière correspond à  $c/R$  supérieur à 0.1. Cela expliquerait que les éoliennes sont moins concernées que les hydroliennes car les solidités de profil  $y$  sont plus faibles (entre 0.02 et 0.1) et les paramètres d'avance plus importants.

### 1.2.3 Etudes expérimentales de turbines à flux transverse disponibles dans la littérature

Actuellement, le nombre de publications concernant des tests de turbines à flux transverse reste encore assez réduit et les résultats sont parfois sujets à controverse.

Paramètres	[Brochier et al., 1986]	[Fujisawa & Shibuya, 2001]	[Laneville et al., 1986]	[Ferreira et al., 2009]
Milieu	eau	eau	air	air
Technique	Laser-Doppler Vel.	Particle Image Vel.	Efforts $F_T$ et $F_N$	Particle Image Vel.
$\varnothing$ arbre	1 cm	-	3,81 cm	-
Fixation des pales	Bas : flasque	Bas : flasque	Bas : bras	Bas : flasque
	Haut : flasque	Haut : libre	Haut : câble	Haut : flasque
$N$	2	1	2	1
Profil	NACA 0018	NACA 0018	NACA 0018	NACA 0015
Corde $c$	2 cm	1 cm	6,1 cm	5 cm
Rayon $R$	6 cm	3 cm	30 cm	20 cm
Hauteur $H$	20 cm	13,5 cm	60 cm	100 cm
$c/R$	0,33	0,33	0,20	0,25
$H/c$	10	13,5	9,8	20
Reynolds	$Re_D = 1,8 \times 10^4$	$Re_D = 3 \times 10^3$	$Re_C = 3,8 \times 10^4$	$Re_C = 5 \times 10^4$ $Re_C = 7 \times 10^4$
$\omega$	variable	variable	300 trs/min	75 rad/s 105 rad/s
$V_0$	15 cm/s	5 cm/s	variable	variable
$\lambda$	2.14 3.85	1 2 3	2 2.5 3 4 5	2 3 4
$k$	0.30 0.22	$\infty$ 0.32 0.25	0.19 0.16 0.15 0.13 0.13	0.24 0.18 0.16

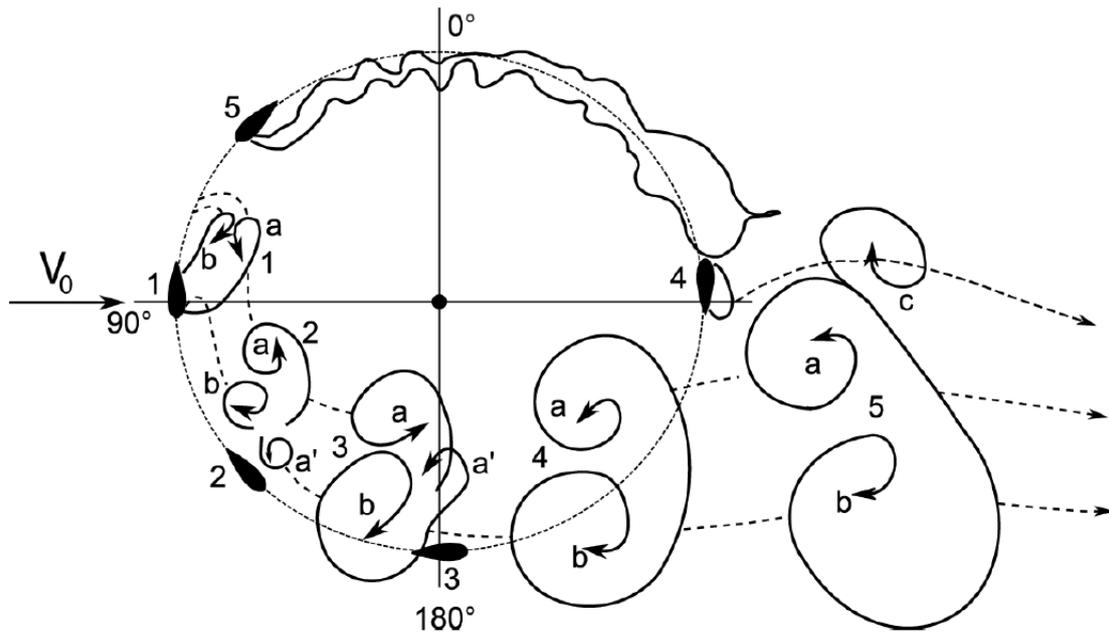
Tableau 1-2. Etudes expérimentales sur le décrochage dynamique dans les turbines Darrieus

A la fin des années 70, des essais en soufflerie [Blackwell et al., 1976; Sheldahl, 1980] et des tests de prototypes [Sheldahl & Blackwell, 1977; Worstell, 1978; Worstell, 1979; Sheldahl et al., 1980] ont permis de caractériser pour la première fois d'une façon fiable le fonctionnement des turbines à flux transverse. Dans la plupart des cas, ces essais ont été réalisés aux Etats-Unis et concernaient des turbines Darrieus de forme troposkienne. Ces études visaient principalement l'obtention d'un coefficient de puissance maximal sans approfondir la physique de l'écoulement.

On trouve des études expérimentales pionnières axées sur la physique du décrochage dans les turbines Darrieus comme celles réalisées par Brochier et al. [1986] et Fujisawa & Shibuya [2001] dans l'eau et d'autres comme Laneville et al. [1986] et Ferreira et al. [2009] dans l'air. Les principaux paramètres caractérisant les essais réalisés dans les travaux mentionnés sont résumés dans le tableau 1-2. Ces quatre études sont importantes, car elles donnent une description assez détaillée du décrochage dynamique, de la formation des tourbillons, de leurs trajectoires et des efforts qui s'exercent sur les pales pendant la rotation. La formation des tourbillons dans une machine Darrieus est similaire à celle d'un profil en mouvement de tangage, décrite auparavant. La différence majeure réside dans le fait que les tourbillons suivent de près la pale, ce qui détermine des interactions complexes entre les pales et les tourbillons. On a bien sûr utilisé dans ce tableau les notations introduites à la section 1.2.2.

Des visualisations de l'écoulement dans l'eau au sein d'un rotor muni de deux pales ont été faites par Brochier et al. [1986]. Les tourbillons sont visualisés par émission de filets colorés en partant des pales et par une distribution plane de bulles d'hydrogène obtenues par électrolyse à partir d'un fil de platine placé en amont. Deux paramètres d'avance ont été étudiés :  $\lambda = 2.14$  et  $\lambda = 3.85$ . Sur la figure 1-19, le développement (traits continus) et la trajectoire (traits pointillés) des tourbillons lâchés par une pale pour le paramètre d'avance égal à  $\lambda = 2.14$  sont représentés. Cette valeur correspond à un décrochage dynamique profond, avec des angles d'incidence importants.

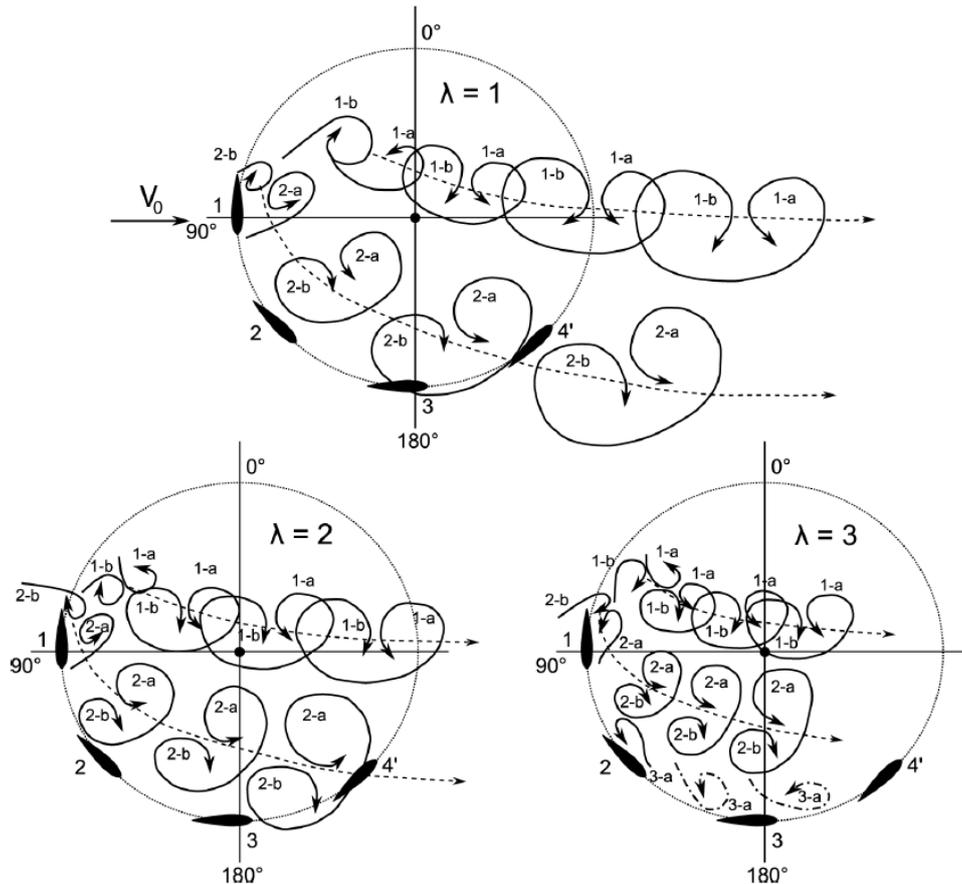
On remarque l'apparition d'un tourbillon de bord d'attaque dans la partie amont, noté (a), qui se développe à l'intérieur du cercle de rotation et tourne dans le sens du rotor. Celui-ci est accompagné par un tourbillon de bord de fuite, noté (b), moins fort que (a), issu du côté opposé et tournant dans le sens contraire. En avançant vers le maximum d'incidence (pour  $\lambda = 2.14$ ,  $\alpha_{max} = 28^\circ$  à  $\theta = 120^\circ$ ), le tourbillon (a) grossit et se déplace vers le bord de fuite d'où il sera finalement lâché en aval avec le tourbillon (b). Le doublet tourbillonnaire (a-b) suit de près la trajectoire de la pale qui l'a lâché et s'échappe dans le sillage situé dans le demi-disque aval. On note aussi la formation d'un tourbillon secondaire dans la zone des incidences positives descendantes, noté (a') qui suit de près la trajectoire du doublet (a-b). Un deuxième décrochage dynamique se produit dans la zone aval, moins intense que le premier : le tourbillon (c) de sens opposé à (a) ainsi créé rejoint la structure la plus importante de l'écoulement, le doublet (a-b), dans le sillage aval.



**Figure 1-19. Ecoulement tourbillonnaire d'une turbine Darrieus dans l'eau à  $\lambda = 2.14$ . Source : [Brochier et al., 1986]**

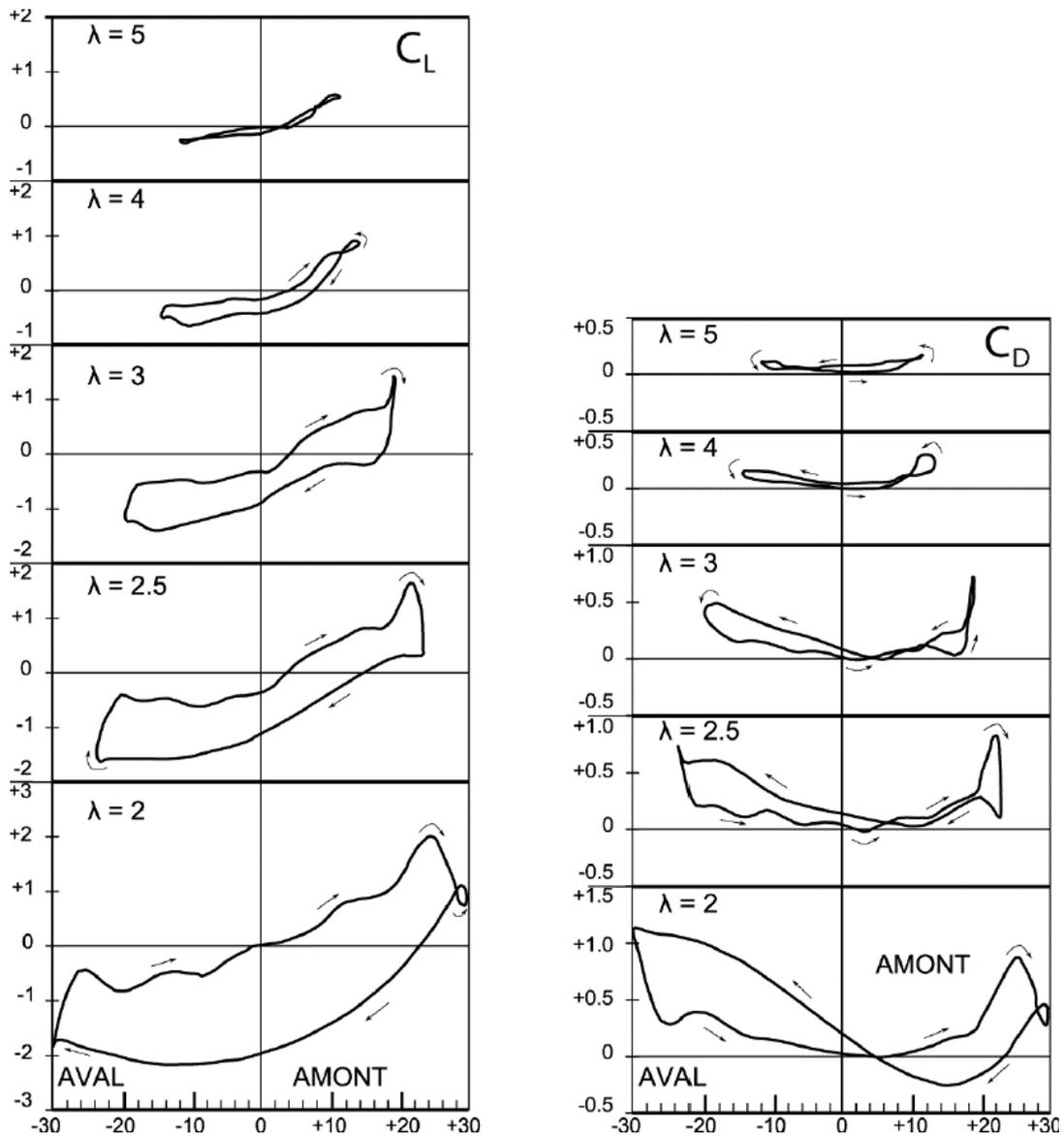
Les visualisations de la figure 1-20 réalisées par Fujisawa & Shibuya [2001] dans l'eau également confirment la dynamique tourbillonnaire observée par Brochier et al. [1986]. Mentionnons simplement qu'il s'agit d'une turbine mono-pale et que le nombre de Reynolds ( $Re_D = 3 \times 10^3$ ) est plus faible que celui du cas précédent ( $Re_D = 1.8 \times 10^4$ ). Dans les trois situations étudiées ( $\lambda = 1, 2, 3$ ), on remarque l'apparition de plusieurs paires de tourbillons contrarotatifs. Une première paire (1 a-b) se développe aux faibles incidences, suivie d'une deuxième paire (2 a-b) aux fortes incidences. Pour  $\lambda = 3$ , une troisième zone de décollement apparaît dans la partie amont, là où le tourbillon (3a) se forme. Un régime plus proche d'un comportement laminaire semble augmenter le nombre de tourbillons lâchés par la pale.

Des mesures de forces instantanées sur les pales ne sont disponibles ni dans l'étude de Brochier et al. [1986] ni dans les travaux de Fujisawa & Shibuya [2001]. Pour mieux comprendre l'influence du décrochage dynamique sur les coefficients globaux, on se rapporte à l'étude expérimentale de Laneville et al. [1986] utilisant une géométrie similaire aux deux autres études précédentes, mais cette fois-ci réalisée dans l'air. Ce travail utilise une technique d'instrumentation constituée de capteurs à jauges de contrainte reprenant les efforts globaux instantanés s'exerçant sur les pales au cours de leur rotation. L'évolution du coefficient de portance et de traînée pour 5 valeurs du paramètre d'avance  $\lambda$  est illustrée sur la figure 1-21.



**Figure 1-20. Ecoulement tourbillonnaire d'une turbine Darrieus dans l'eau à  $\lambda = 1, 2, 3$ . Source : [Fujisawa & Shibuya, 2001]**

Les courbes montrent bien l'apparition de cycles d'hystérésis et l'angle d'incidence maximal. Pour des valeurs de  $\lambda$  inférieures à 5, ce cycle s'épaissit d'autant plus que  $\lambda$  décroît indiquant la manifestation d'un décrochage dynamique de plus en plus prononcé. Pour des valeurs de  $\lambda$  inférieures à 3, les descriptions proposées par ces auteurs ressemblent à celles de Brochier et al. [1986] pour le cas  $\lambda = 2.14$ . En effet, au-delà de l'angle de décrochage statique (entre  $12^\circ$  et  $15^\circ$ ), la portance continue de croître mais de façon plus rapide, par suite de l'apparition et du déplacement du tourbillon (a) vers le bord de fuite. Ensuite, la portance chute brusquement, lorsque ce tourbillon est lâché du bord de fuite dans le sillage. On peut observer que lorsqu'inversement on atteint  $\lambda = 5$  l'hystérésis disparaît ce qui est conforme aux résultats d'évolution statique de pales indiqués dans la figure 1-14 : le secteur angulaire pour lequel une pale évolue en zone de décollement statique s'évanouit. En revanche ce résultat n'est pas conforme au critère d'évolution dynamique de McCroskey [1981] indiqué en 1.2.2.8. Rappelons qu'ici la solidité est de 0.2 et que pour cette solidité,  $\lambda$  étant supérieur à 4, on devrait observer des décrochages dynamiques.

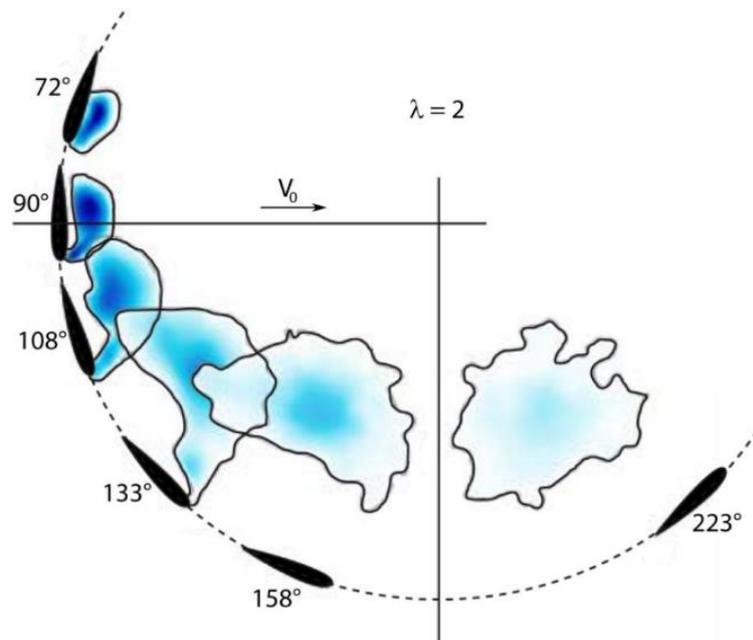


**Figure 1-21. Coefficients de portance (gauche) et de traînée (droite) en fonction de l'angle d'incidence d'une pale de turbine Darrieus bi-pale dans l'air pour 5 valeurs de paramètre d'avance  $\lambda$ . Source : [Laneville et al., 1986]**

Ferreira et al. [2009] se sont intéressés à l'étude d'une turbine Darrieus mono-pale pour des nombres de Reynolds plus représentatifs des éoliennes urbaines ( $Re_C \approx 10^5$ ). Les techniques de PIV utilisées par les auteurs disposent d'une résolution améliorée et sont plus adaptées aux nombres de Reynolds modérés, permettant ainsi d'analyser des écoulements à vitesses plus importantes et contenant des tourbillons de taille plus petite.

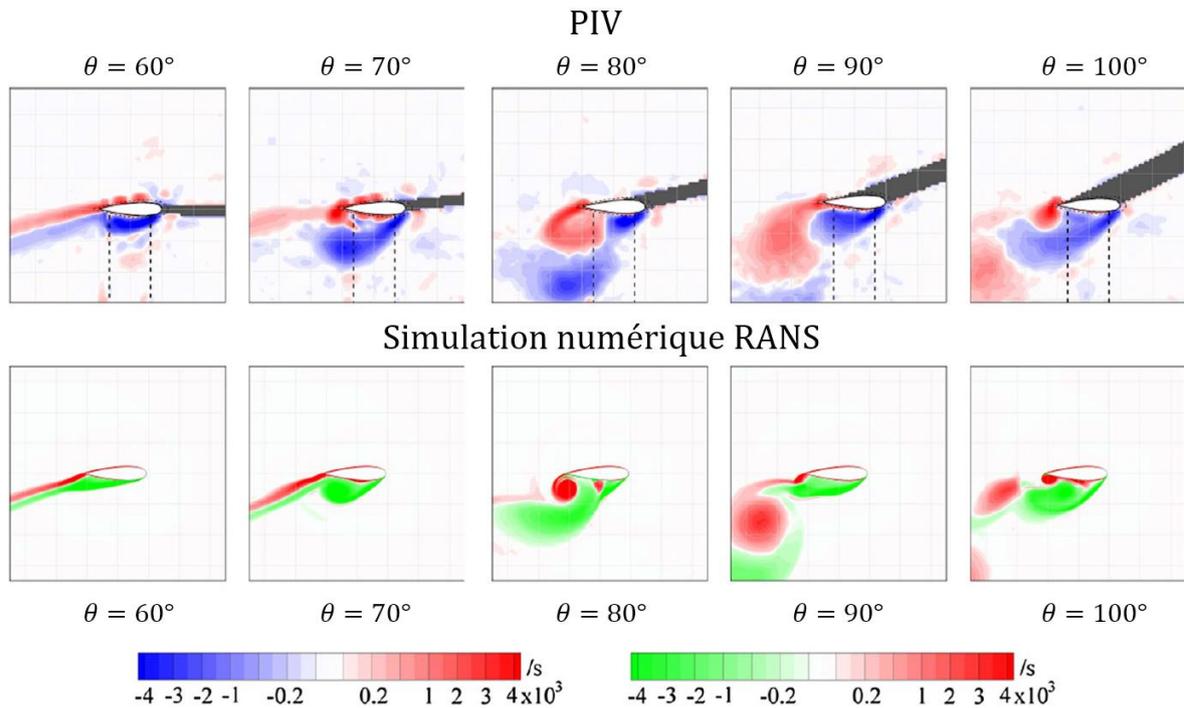
La figure 1-22 montre l'évolution de la vorticité (niveaux de bleu) et de la circulation (traits continus) produite par un tourbillon dans l'air, lâché par le bord d'attaque d'une pale (NACA 0015) à  $\lambda = 2$ . L'image est construite à partir de plusieurs photos obtenues sur une même position angulaire. L'utilisation de la circulation (paramètre intégral) et de la moyenne sur plusieurs tours améliore la reproductibilité en diminuant l'importance ponctuelle des tourbillons, dont le comportement est fortement aléatoire. Cette méthodologie facilite aussi la comparaison avec les modèles numériques, qui utilisent en général des formulations moyennées. La figure illustre 6 instants du développement du

tourbillon - les zones de haute vorticité sont représentées en bleu foncé : apparition ( $\theta = 72^\circ$ ), croissance sur la surface de suction jusqu'au bord de fuite ( $\theta = 90^\circ$ ), début de séparation ( $\theta = 108^\circ$ ) et ( $\theta = 133^\circ$ ) et détachement du profil, suivi de convection et diffusion dans le sillage ( $\theta > 133^\circ$ ).



**Figure 1-22. Evolution de la vorticité (niveaux de bleu) et de la circulation (traits continus) d'un tourbillon dans l'air, lâché par le bord d'attaque d'une pale à  $\lambda = 2$ . Source : [Ferreira et al., 2009]**

Les techniques de PIV ont été utilisées par Bossard [2012] et plus récemment par Edwards et al. [2015] pour étudier l'aérodynamique autour d'une VAWT pour différents paramètres d'avance. La figure 1-23 montre les contours de vorticité dans le sillage proche des pales pour  $\lambda = 2$ . Ces résultats sont comparables à l'étude précédente par Ferreira et al. [2009] pour le demi-disque amont de la turbine. Des écarts entre les deux études étaient pourtant attendus en raison d'une différence de solidité et de profil de pale, ici un NACA 0022. Edwards et al. [2015] ont comparé leurs résultats à des simulations numériques et ont trouvé que pour  $\lambda = 2$  les visualisations PIV montraient un décrochage se produisant autour de  $\theta = 60^\circ$ , avec le premier tourbillon, issu du bord d'attaque, se décrochant soudainement de la surface à  $\theta = 70^\circ$ . La simulation numérique en revanche ne reproduit pas l'expérience car elle montre un décrochage provenant d'une séparation progressive du bord de fuite. Mais la formation de tourbillons entre  $\theta = 80^\circ$  et  $\theta = 100^\circ$  décrite par la simulation numérique est conforme à l'expérience, avec toutefois un retard constant dans la formation de ces tourbillons. Les différences les plus importantes entre les deux approches sont observées dans la prédiction du rattachement de l'écoulement.



**Figure 1-23. Evolution de la vorticité lors du décrochage selon les mesures expérimentales avec PIV et ainsi que prédite par simulation numérique de type RANS. Source : [Edwards et al., 2015]**

### 1.3 Genèse de l'hydrolienne HARVEST

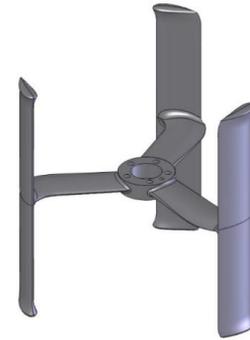
La turbine développée dans le contexte du projet HARVEST correspond à une nouvelle variante de turbine à flux transverse. Les hydroliennes qui sont fondées sur l'utilisation de cette turbine ont fait l'objet d'une dizaine de brevets qui ont jalonné ce projet.

La turbine HARVEST a pour première caractéristique d'avoir des pales droites reliées à l'arbre par des bras, un seul par pale, placés dans un seul plan médian de symétrie (figure 1-24). Les extrémités des pales ainsi que le raccordement bras/pales ont des designs spécifiques dont l'origine sera justifiée plus loin dans ce sous chapitre. En gardant à l'esprit cette configuration de base, de nombreuses variantes ont été également imaginées comme des pales en forme d'aile volantes (figure 1-25) dont l'intérêt sera également précisé plus loin.

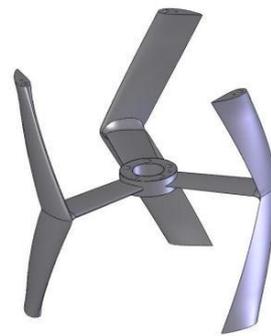
Il est à noter l'apparition vers 2013 à l'université du New Hampshire d'une série d'études principalement expérimentales [Bachant & Wosnik, 2013], centrées sur une turbine très proche d'une turbine HARVEST (figure 1-26) et baptisée UNH-RVAT. Ces études très actives s'orientent aujourd'hui vers des aspects numériques [Bachant & Wosnik, 2016].

Les turbines du concept HARVEST se sont progressivement développées à partir d'une analyse propre des phénomènes physiques qui étaient à l'origine des faiblesses des VAWTs. Le pari était donc de considérer que ces défauts pouvaient être, sinon éliminés, du moins limités pour leur fonctionnement dans l'eau. Un travail d'analyse des phénomènes physiques limitants a conduit à proposer plusieurs remèdes qui se situent soit au niveau d'une turbine isolée, soit au niveau de l'architecture de l'hydrolienne, soit au niveau de la répartition des hydroliennes dans un parc. On ne proposera pas une revue détaillée de tous ces remèdes qui peuvent être trouvés dans Amet [2009], Zanette [2010] et Jaquier [2011] mais une attention particulière sera accordée à ceux de ces remèdes qui conduisent à une bi-dimensionnalisation de l'écoulement.

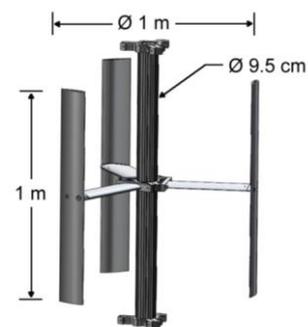
Ce point est essentiel car une approximation à la base de tout le travail de modélisation de cette thèse sera en effet de supposer tous les écoulements bidimensionnels. Or il y a en effet une convergence entre amélioration du rendement et bi-dimensionnalisation de l'écoulement qui se manifeste à la traversée des hydroliennes HARVEST. Il est donc important dans le contexte de cette thèse de montrer comment les structures tourbillonnaires dissipatives, tridimensionnelles, ont pu être réduites et comment donc l'écoulement global s'est rapproché de l'approximation bidimensionnelle.



**Figure 1-24. Turbine HARVEST à pales droites tenues chacune par un bras**



**Figure 1-25. Turbine HARVEST à pales en « V »**



**Figure 1-26. Turbine UNH-RVAT à pales droite tenues chacune par un bras**

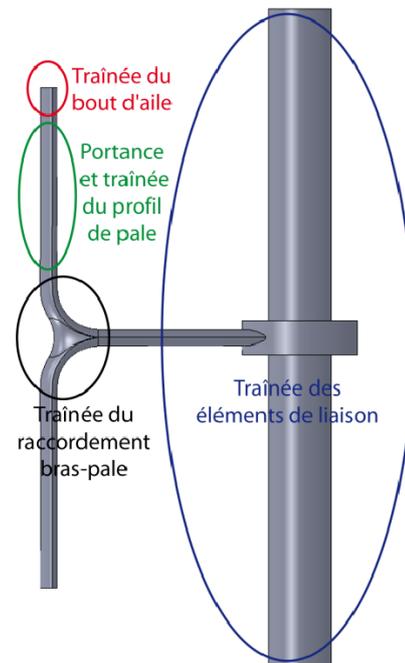
### 1.3.1 Analyse des phénomènes physiques limitants

Cette analyse va être conduite dans cette section en la découpant pour chacun des trois inconvénients qui ont été identifiés dans la section 1.1.3, à savoir : (1) faible rendement (2) risques de vibrations (3) difficultés d'auto-démarrage.

### 1.3.1.1 Faible rendement

Afin d'accroître le rendement il est clair qu'il faut réduire tous les causes de dissipation qui conditionnent les performances globales des turbines (en termes de puissance récupérée). Globalement, on peut décomposer la force de traînée d'une pale d'une turbine à flux transverse en quatre contributions :

- Une traînée globalement associée au type de profil.
- Une traînée parasite des éléments de liaison qui ne participent pas au couple moteur.
- Une traînée dite d'interférence se manifestant au niveau du raccordement bras-pale.
- Une traînée induite due à l'écoulement en bout d'aile.



**Figure 1-27. Forces hydrodynamiques conditionnant la performance d'une turbine à flux transverse. Source : [Zanette, 2010]**

Dans la traînée de profil de pale on inclut la traînée de frottement associée au comportement transitoire de l'écoulement notamment au décrochage dynamique. On ne peut séparer bien entendu l'objectif de la réduction de ce type de traînée dite régulière, de l'objectif de l'augmentation des forces de portance sur les pales.

La traînée parasite des éléments de liaison est la traînée des éléments qui assure la structure d'une turbine isolée : bras, arbre et moyeu éléments de visserie.

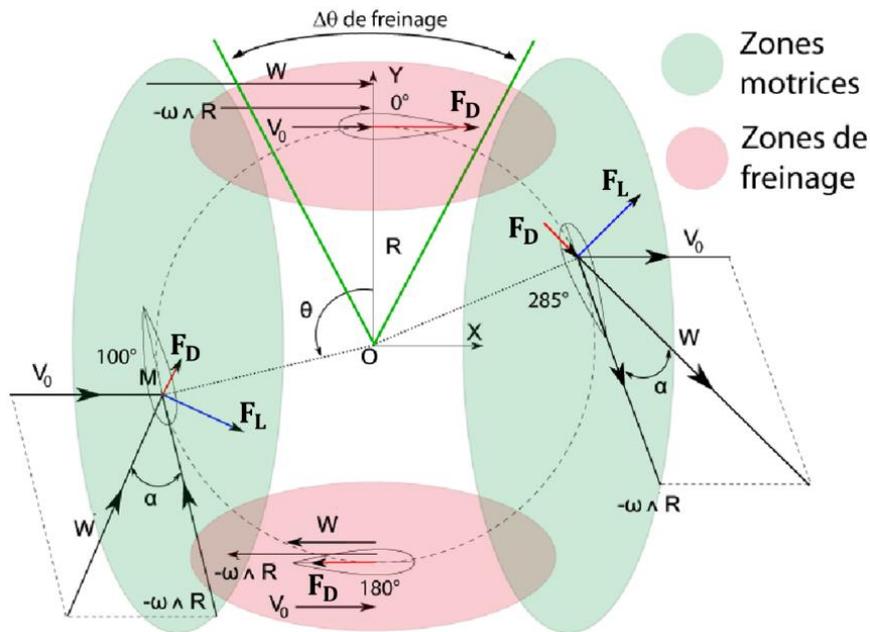
La traînée d'interférence du raccordement bras-pale naît à la jonction de ces deux composants, où les surfaces régulières sont amenées à se couper. Dans cette zone, la rencontre de couches limites de deux écoulements de directions et/ou vitesses différentes engendrent des écoulements secondaires avec présence également de structures tourbillonnaires tridimensionnelles dissipatives. Ces structures sont à l'origine d'une augmentation locale de traînée par rapport aux traînées relatives aux deux écoulements sur les deux composants isolés, bras et pales.

La traînée induite en bout de pale est provoquée par l'écart de pression qui existe entre l'intrados (zone de surpression) et l'extrados (zone de dépression dite aussi de suction). Cet écoulement dans le sens de l'envergure est à l'origine de grosses structures tourbillonnaires dissipatives ; elles s'accrochent en bout de pale et leur axe est parallèle au courant incident. Dans la figure 1-27, proposée par Zanette [2010] on imagine très bien ces structures s'attacher aux extrémités des pales en rotation. Observons au préalable une particularité des hydroliennes à flux transverse : une face de pale qui, dans la région amont, se trouve être en surpression (respectivement en dépression) se trouve aussitôt placée en région aval en dépression (respectivement en surpression).

### 1.3.1.2 Vibrations & uniformité du couple moteur

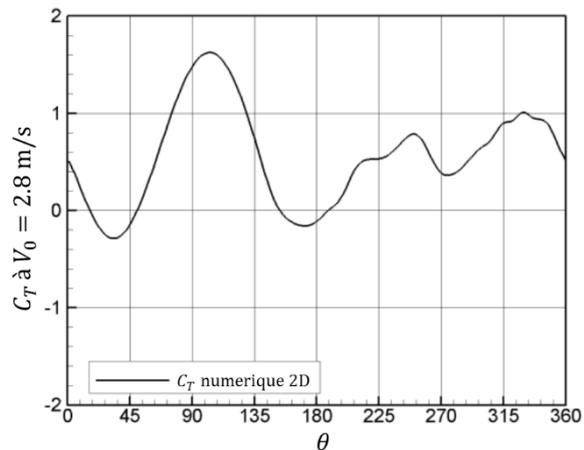
Considérons quatre positions discrètes suivant la trajectoire d'un profil symétrique, de corde  $c$ , bidimensionnel dans un mouvement circulaire, de rayon  $R$  (figure 1-28). En traçant les composantes du champ vecteur résultant, on peut décomposer la surface du rotor en quatre zones : deux zones motrices, situées dans les zones amont et aval, et deux zones de frein, situées dans les zones hautes et basse autour de la position angulaire où le vecteur vitesse incidente, pris à l'infini amont, et le vecteur vitesse de rotation sont colinéaires.

La plage de positions azimutales  $\Delta\theta_{frein}$  pour laquelle la pale n'est pas motrice a été délibérément agrandie dans cette figure ; elle peut varier en fonction des diverses caractéristiques de la turbine et de l'écoulement.



**Figure 1-28. Analyse bidimensionnelle des zones motrices et de freinage dans une turbine à flux transverse. Source : [Zanette, 2010]**

Pour être plus précis, on peut se référer à un calcul conduit par Zanette [2010] qui donne l'évolution du coefficient  $C_T$  de la force motrice exprimée dans l'équation 1-12 qui est la composante tangentielle de la force de portance (voir figure 1-29). Ces résultats produisent une répartition angulaire fidèle aux mesures mais avec une amplification assez uniforme du niveau de  $C_T$  ; en effet les modèles 2D ne sont pas capables de représenter le développement des tourbillons d'interférence du raccordement bras-pale et ceux induits en bout de pale, à l'origine comme précisé plus haut des



**Figure 1-29. Coefficient de force tangentielle  $C_T$  par simulation numérique 2D à partir d'une modélisation numérique URANS. Source : [Zanette, 2010]**

structures tourbillonnaires tridimensionnelles, ni d'ailleurs de décrire correctement le décrochage dynamique.

L'uniformité du couple moteur délivré par la turbine élémentaire est souhaitable car il permet de faciliter la génération électrique et de minimiser les sollicitations dynamiques vues par les pales, en particulier les efforts fléchissants. On peut alors espérer repousser la limite en fatigue de la turbine et ainsi augmenter le nombre de cycles de fonctionnement.

### **1.3.1.3 Pour l'auto-démarrage**

Cette difficulté d'auto-démarrage d'une turbine à flux transverse est une conséquence de l'existence des deux zones de freinage précédemment identifiées ; pour une turbine munie de deux pales notamment, il y a une position d'équilibre lorsque les pales se situent dans ces deux zones.

## **1.3.2 Remèdes proposés au niveau de la turbine**

L'analyse des défauts a conduit à la proposition de plusieurs remèdes qui vont être décrits ci-dessous.

### **1.3.2.1 Pour améliorer le rendement**

#### **(i) Limitation de la traînée de profil**

La problématique associée à ce premier point, c'est-à-dire à la réduction de la traînée de pale et à l'augmentation de la force de portance, est abordée classiquement en jouant sur la nature des profils et sur l'optimisation, voire l'asservissement, de leur angle de calage par exemple, solution qui n'a pas été adoptée dans le projet HARVEST, car estimée peu robuste. D'autres paramètres que le profil ont été en revanche considérés comme la solidité et la flèche. L'influence de la flèche sera abordée en 1.3.2.3. La solidité conditionne la valeur du coefficient de puissance  $C_p$  maximal qui dépend de l'ensemble des phénomènes dissipatifs : c'est donc un paramètre véritablement essentiel dont l'influence est complexe ; il a été fortement étudié dans la littérature ainsi que dans le projet HARVEST. On se rapportera donc aux thèses de ce projet qui ont déjà été citées. L'objectif qui a été ici poursuivi en (i) correspond à l'«optimisation des efforts réguliers» par opposition aux deux autres objectifs correspondant à la réduction de deux autres types de traînées, dites singulières, correspondant aux points (ii) et (iii) ci-après : la traînée d'interférence et la traînée induite en bout d'aile, respectivement.

#### **(ii) Limitation de la traînée d'interférence**

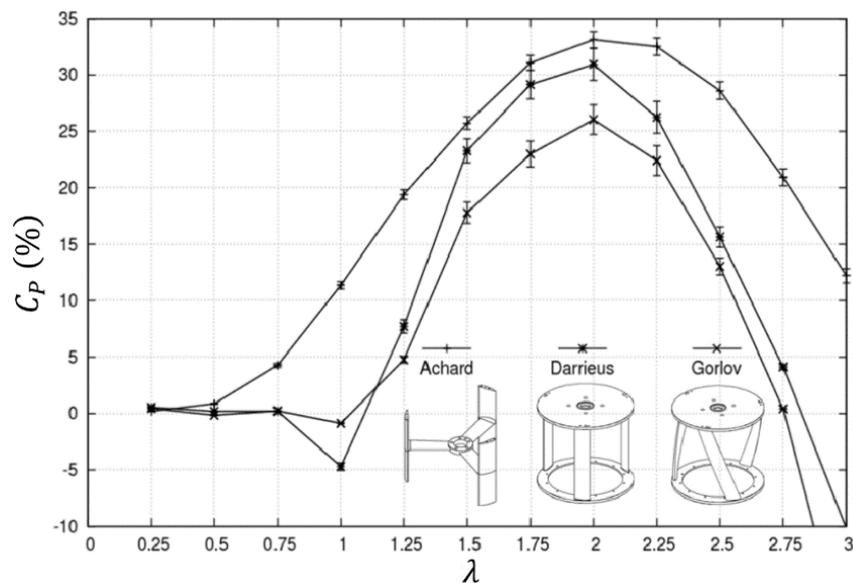
L'importance de la traînée d'interférence bras-pale dans les turbines à flux transverse, qui est indépendante des autres types de traînées (régulière ou de bout de pale) était restée largement ignorée. En effet la problématique de la liaison pales/arbre était seulement dictée par des considérations structurelles : maintien, déformation, vibration, fatigue, etc. Ainsi la conception de la jonction bras/pale apparut comme un simple sous-produit de cette problématique dans laquelle les considérations hydrodynamiques furent absentes.

Pourtant, ces structures sont à l'origine d'une augmentation locale de traînée par rapport aux traînées relatives aux deux écoulements sur les deux composants isolés, conduisant à une perte de puissance sensible. Une optimisation de cette zone permet

d'améliorer le rendement de façon importante, c'est-à-dire de 5 à 10 %, d'après Zanette [2010], essentiellement en optimisant la géométrie de la jonction bras-pale. Cette situation prévaut pour toutes les classes de turbines à flux transverse. Lorsque le nombre de bras et donc le nombre de jonctions bras/pales est faible, les dimensions de la jonction sont importantes et la traînée d'interférence doit être prise en compte pour chaque pale. A l'inverse les dimensions de la jonction d'une turbine à flux transverse avec de nombreux bras sont faibles, mais alors chaque traînée qui semble pouvoir être négligée au niveau d'une jonction retrouve cependant de l'importance car elle est multipliée par le nombre plus élevé de jonctions.

Le choix fait pour la turbine HARVEST fut de la munir d'un seul bras par pale au niveau du plan de symétrie. Ce plan, localisé au milieu de la machine, équilibre les écoulements axiaux au sein de la turbine et, par conséquent, les efforts de flexion des pales.

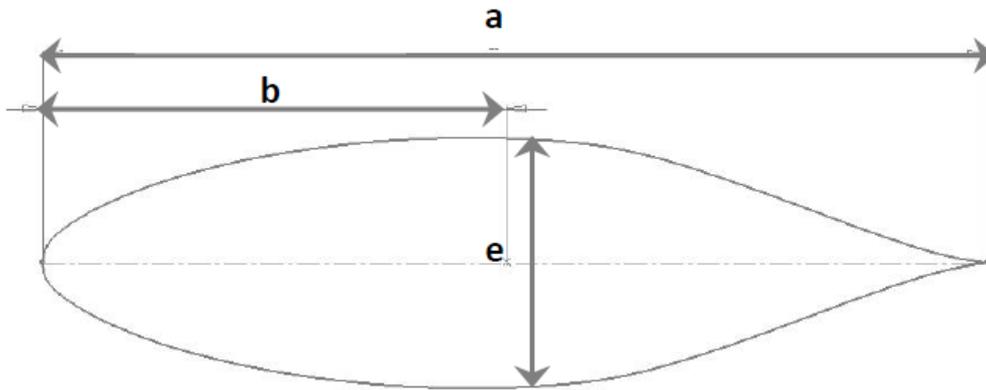
Une étude comparative entre trois maquettes des turbines Achard, Darrieus et Gorlov a été réalisée par Aumelas & Maître [2009]. Les tests ont été menés dans un tunnel hydrodynamique. Sur la figure 1-30, les courbes montrent une évolution du coefficient de puissance en fonction du paramètre d'avance  $\lambda$ , pour une vitesse d'écoulement amont fixée à 2.3 m/s. Les incertitudes de mesure, d'après les auteurs, sont estimées entre 3 et 5%. Le point de fonctionnement optimal des trois géométries se trouve au même paramètre d'avance ( $\lambda = 2$ ). Dans cette configuration, la turbine Achard à pales droite dispose du meilleur rendement (33%), suivie des turbines Darrieus (31%) et Gorlov (26%).



**Figure 1-30. Comparaison de l'évolution du coefficient de puissance des turbines Achard, Darrieus et Gorlov. Source : [Aumelas & Maître, 2009]**

Tout l'effort a porté ensuite sur l'amélioration des caractéristiques géométriques du profil du bras de liaison et des jonctions bras/pales pour réduire la traînée d'interférence et inhiber les structures tourbillonnaires tridimensionnelles dissipatives à l'origine d'un surcroît local de traînée [Achard & Amet, 2010].

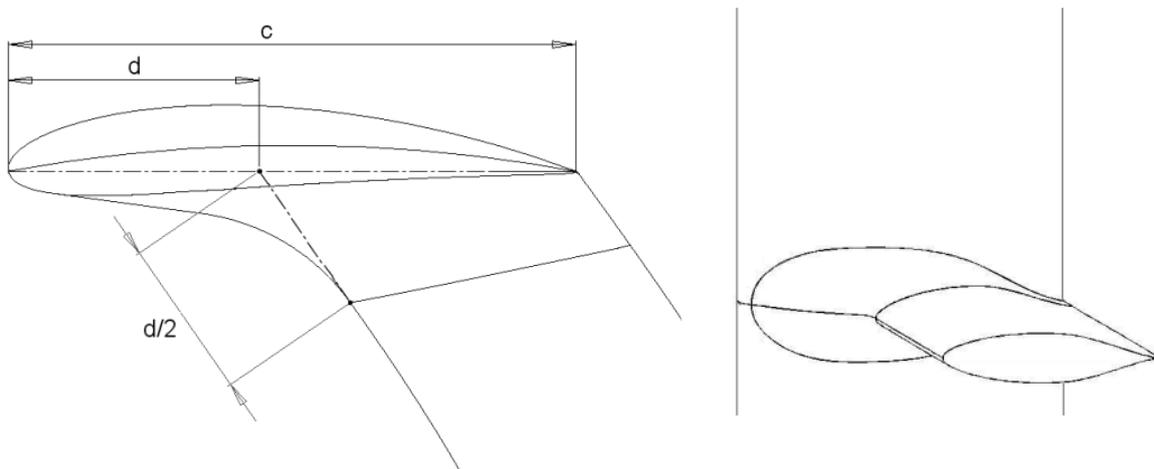
Concernant le premier objectif de réduction de la traînée d'interférence, un profil hydrodynamique symétrique dont l'épaisseur maximale est située vers l'arrière du profil, à une distance par rapport au bord d'attaque supérieur à 50% de la longueur de la corde de ce profil fut choisi (figure 1-31).



**Figure 1-31. Profil de type NACA série 6 adapté pour le bras**

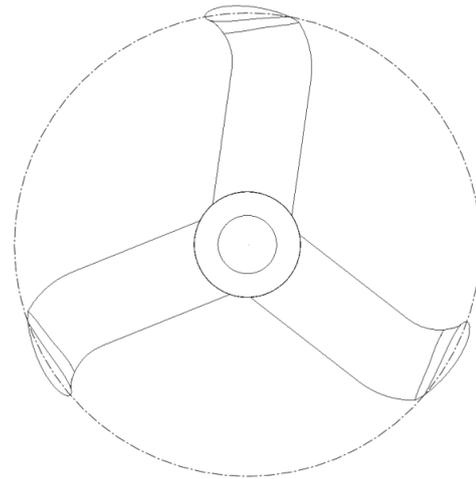
Plus particulièrement, si on désigne par  $a$  la corde de ce profil, la région d'épaisseur maximale,  $e$ , du bras est à une distance  $b$  du bord d'attaque du bras comprise entre 50% et 60 % de la valeur de la corde de ce bras. Ce profil, dit NACA série 6, vise à reculer le plus possible vers l'aval le point de transition vers la turbulence apparaissant lorsque s'achève le gradient de pression favorable (tel que la pression décroît vers l'aval). Dans cette perspective un profil dit Natural-Laminar-Flow aurait pu être également choisi.

Concernant le second objectif d'inhibition des structures tourbillonnaires tridimensionnelles, la stratégie choisie fut d'assurer un congé de raccordement, au niveau de la jonction bras/pale sur toute la périphérie du pied du bras, qui possède un rayon suffisamment important. Dans un plan vertical ce rayon ne peut être important sous peine de faire croître la traînée mais dans un plan horizontal (figure 1-32) cela est envisageable en reculant au maximum le bord d'attaque du bras par rapport au bord d'attaque de la pale. Ainsi l'inévitable déstabilisation de la couche limite du bras interfère le moins possible avec le même phénomène se produisant en regard sur la pale.



**Figure 1-32. Position reculée du bras par rapport à la pale en vue de dessus**

De cette manière le bras, dont la corde est sensiblement constante, adopte une forme courbe de telle sorte que la ligne du bord d'attaque est concave et la ligne du bord de fuite convexe (figure 1-33). L'angle formé par la corde de la pale au niveau de la jonction pale/bras et le bord d'attaque du bras est compris entre  $30^\circ$  et  $80^\circ$ . Les lignes du bord d'attaque de chaque moitié de pale située de part et d'autre du bras viennent progressivement converger tangentiellement vers la ligne du bord d'attaque du bras, les profils de ces deux moitiés fusionnant avec le profil de bras en adoptant l'un, le demi-profil haut et l'autre, le demi-profil bas du bras.



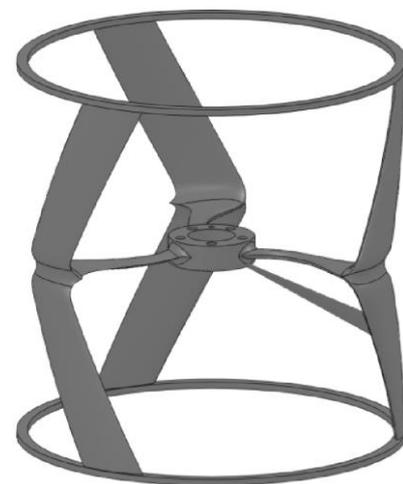
**Figure 1-33. Position reculée du bras par rapport à la pale en vue de dessus**

(iii) Réduction de la traînée de bout de pale :

La traînée induite due à l'écoulement en bout de pale peut être réduite à l'aide de dispositifs inhibiteurs de tourbillons de bout d'aile. Ces dispositifs ne doivent pas, pour autant, créer de traînée parasite supplémentaire, celle normalement liée au mouvement de surfaces solides dans un fluide.

Deux grandes classes de dispositifs inhibiteurs de tourbillons de bout d'aile ont été envisagées et testées : les *anneaux* et les *winglets*. Précisons d'emblée que malgré des efforts expérimentaux importants aucun de ces dispositifs ne s'est révélé satisfaisant. Quelques indications sur ces dispositifs sont toutefois ici données dans les sections suivantes.

Les anneaux présentent l'avantage structural de renforcer les pales en bout d'aile, de façon à diminuer les effets de fatigue liés à des efforts importants de flexion alternée à chaque révolution de la turbine. Du point de vue hydrodynamique, la présence des anneaux produit d'une part des traînées de peau et d'autre part des traînées d'interférence entre les couches limites des anneaux et des extrémités de pale. En effet, les couches limites qui se développent sur la face intérieure des anneaux peuvent interagir avec celles des pales pour créer des tourbillons dissipatifs. Ce phénomène est normalement amplifié si la taille des anneaux est trop importante par rapport à la taille des bouts d'aile. Des fortes diminutions de performances (50% de perte de rendement) ont été effectivement observées avec des anneaux de section demi-elliptique. Des anneaux plus fins de section rectangulaire et d'épaisseur comparable à l'épaisseur de la pale à son extrémité, afin de garder les avantages structuraux, ont également été utilisés. La présence des anneaux, sur la turbine correspondante représentée en figure 1-34, s'est révélée encore néfaste (25% de perte de rendement).



**Figure 1-34. Turbine HARVEST avec anneaux à section rectangulaire**

Il est à noter qu'une équipe de chercheurs de l'Université Technique d'ingénieurs Civils de Bucarest (UTCB, Roumanie) a conduit une série importante d'études expérimentales et numériques de 2008 jusqu'à aujourd'hui sur des turbines Achard qui ont comme caractéristiques d'être munies de flasques très fins ce qui les rapprochent de la version (b) de l'hydrolienne Darrieus (voir figure 1-6b). Observons que ces flasques peuvent être considérés comme des dispositifs qui inhibent les tourbillons de bout d'aile tout en contribuant aux avantages structuraux évoqués ci-dessus. Une partie importante de leurs recherches porte sur les interactions entre turbines dans les fermes d'hydroliennes comme le représente la figure 1-35.



**Figure 1-35. Modèle de ferme d'hydroliennes testée à l'échelle 1:5, dans le tunnel hydrodynamique du laboratoire d'hydraulique de l'UTCB. Source : [Georgescu et al., 2010]**

On peut considérer une *winglet*, ou *aileron*, comme une extension de l'aile, permettant de bloquer le développement du tourbillon marginal, sans se soucier de l'encombrement provoqué par l'allongement de l'aile. Le choix d'une géométrie de winglet est tellement complexe, que sans une étude préalable en soufflerie, on ne peut conclure sur un choix optimal [Kroo, 2001]. De plus, elles sont conçues dans le contexte aéronautique pour des conditions de vol bien précises. Une mauvaise géométrie de winglet pour une hydrolienne entraîne plusieurs aspects négatifs : une possible augmentation de la traînée totale, une augmentation du moment de flexion de la pale et la possibilité de flottement dû à un nombre de Reynolds plus faible que la pale. Par rapport à l'aéronautique où l'utilisation des winglets a fait ses preuves, l'utilisation de ces systèmes pour les hydroliennes reste une question ouverte et une simple transposition des winglets utilisées en aéronautique ne peut pas conduire à de meilleures performances dans le cas de turbines à flux transverse. En effet, dans ce cas les winglets voient un écoulement fortement instationnaire et l'extrados dans le demi-disque amont devient l'intrados dans le demi-disque aval. On est donc conduit à imaginer des winglets qui se prolongent de part et d'autre de la corde de la pale pour agir favorablement dans chaque demi-disque. Comme les incidences et les puissances associées à l'aval sont plus faibles que celles à l'amont il est probable que chaque demi-winglet de part et d'autre de la corde doit posséder un dessin qui lui est propre ; éventuellement la demi-winglet agissant pour l'aval pourrait être supprimée. Ces dispositifs ont finalement été abandonnés après quelques essais non concluants pour les performances.

Pour les turbines HARVEST, la solution proposée fut de réaliser un épaississement en bout de pale pour diminuer le tourbillon de bout de pale sur toute la rotation [Achard & Jaquier, 2011].

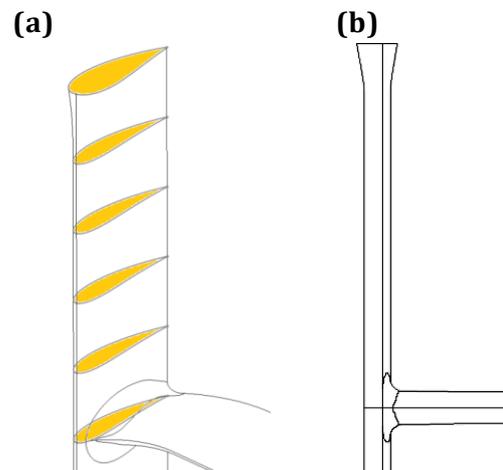
La figure 1-36a est une vue en perspective d'une demi pale droite à laquelle a été appliquée un épaississement en bout de pale (10% de la hauteur de la demi pale) et pour le reste de la pale une épaisseur constante (90% de la hauteur de la demi pale). L'épaississement est réalisé avec une progression non-linéaire d'un NACA0018 jusqu'au NACA0040 en bout de pale. La figure 1-36b est la vue de face de la même pale droite.

Pour la majorité des familles classiques de profils, et pour une large gamme d'incidences, le coefficient de portance décroît en fonction de l'épaisseur du profil. Il en est ainsi pour la gamme NACA à quatre et cinq chiffres, pour des épaisseurs relatives épaisseur/corde variant au-delà de 15%, des incidences variant entre 0 et

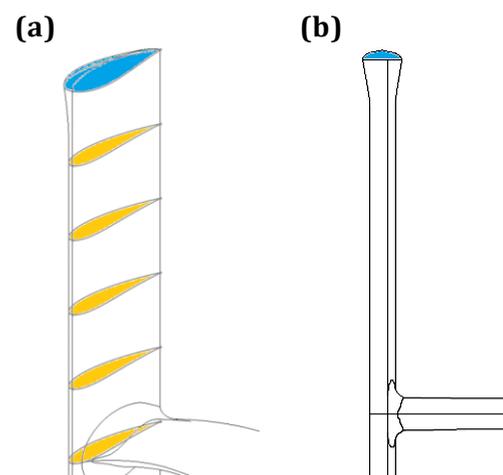
15° et des nombres de Reynolds de pale variant entre  $5 \times 10^5$  et  $1.5 \times 10^6$ . Pour ces familles, un épaississement progressif du profil vers l'extrémité de la pale se traduit, la corde restant constante, par une diminution de l'écart de pression intrados/extrados. L'écoulement secondaire en bout de pale se trouve donc réduit et cela d'autant plus que la perte de charge pour contourner le bout plus épais a augmenté. Si la portance se trouve réduite en bout de pale, elle se trouve en revanche augmentée sur le reste de la pale puisque la partie de la composante tangentielle produite par l'écoulement secondaire a diminué.

La figure 1-37a est une vue en perspective de la demi pale droite de la figure 1-36a dont l'extrémité de la pale en regard de sa plaque est surmontée d'un bombage. La figure 1-37b est la vue de face de la même pale droite

Une maquette à pales droites bénéficiant des améliorations géométriques qui viennent d'être présentées a été testée et la figure 1-38 montre les cloches de rendement obtenues à différentes vitesses d'écoulement qui se comparent favorablement aux résultats présentés dans la figure 1-30 pour la turbine HARVEST à la vitesse  $V_0 = 2.3$  m/s. Pour cette même vitesse incidente, la géométrie améliorée conduit à un rendement optimal de 40%, atteint pour un TSR de 2 environ alors que la géométrie initiale assurait pour ce même TSR optimal de 2 un rendement optimal de 33% environ. L'amélioration du rendement atteint donc 20%, ce qui est considérable.



**Figure 1-36. Pale équipée d'un épaississement de bout d'aile (a) vue en perspective (b) vue de face. Source : [Jaquier, 2011]**



**Figure 1-37. Pale équipée d'un épaississement de bout d'aile et d'un bombage (a) vue en perspective (b) vue de face. Source : [Jaquier, 2011]**

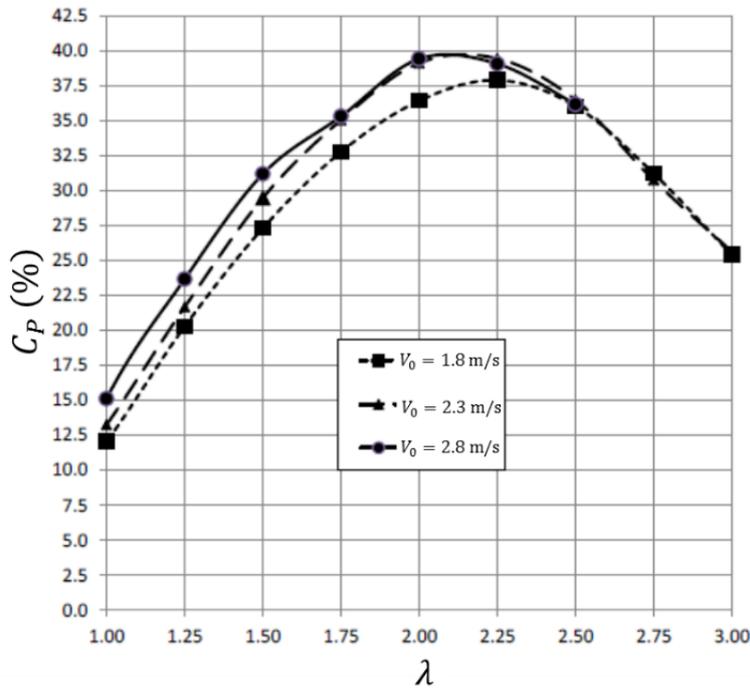


Figure 1-38. Coefficient de puissance mesuré en fonction de  $\lambda$  pour la turbine avec des raccords bras-ailes et bouts d'aile optimisés. Source : [Jaquier, 2011]

### 1.3.2.2 Pour lisser le couple moteur

Considérons sur la figure 1-39, trois sections dessinées en vue de dessus d'une pale hélicoïdale couvrant un angle d'enroulement  $\gamma$  de  $90^\circ$ , les champs de vitesses étant supposés bidimensionnels.

En analysant la pale hélicoïdale au moment de son passage par le début du demi-disque amont, les sections 2D qui se situent à une position angulaire plus avancée (sections inférieures) disposent d'un angle d'incidence plus important que les sections 2D « retardataires » (sections supérieures). En ignorant le phénomène de décrochage dynamique afin de simplifier le raisonnement, une augmentation de l'angle d'incidence dans cette zone correspond à une augmentation de la force de portance. En suivant cette considération purement bidimensionnelle, il est possible de conclure que la force de portance diminue progressivement du bas vers le haut de la pale et l'effort résultant subi par la pale hélicoïdale est uniformisé.

Pour une pale droite, cette uniformisation de la force de portance due à la forme géométrique de la pale n'existe pas, car toutes les sections 2D d'une pale droite se trouvent dans une même position angulaire à un instant donné. Ainsi, en considérant seulement les chargements hydrodynamiques, l'augmentation de la force de portance et sa chute brutale

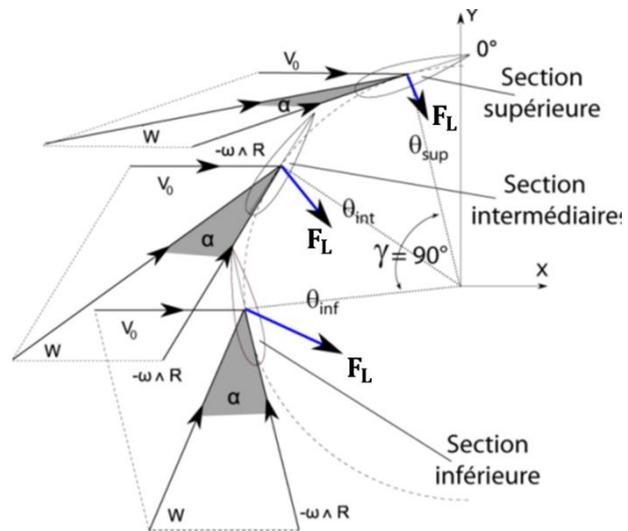


Figure 1-39. Variation de l'angle d'attaque d'incidence et de la force de portance suivant l'envergure d'une pale hélicoïdale

lors du décollement massif de la couche limite sur toute la hauteur de la pale produit des efforts cycliques d'amplitudes importantes, qui pénalisent la tenue en fatigue d'une telle turbine.

En utilisant une pale hélicoïdale, la montée rapide et l'effondrement brutal du couple moteur sont limités. Ainsi, on espère uniformiser le couple moteur, en diminuant les valeurs extrêmes. On s'attend donc à ce que les amplitudes cycliques de couple d'une pale hélicoïdale se situent entre le minimum et le maximum d'une pale droite équivalente. Cette solution a été déjà mise en place par Gorlov dans sa turbine sous forme de brins d'ADN, dont les pales couvrent un angle d'enroulement considérable.

Les pales en « V » de la turbine HARVEST sont une autre façon de « sortir du plan méridien unique ». On espère ainsi lisser le couple instantané pendant une rotation, en réduisant les écarts min/max de la variation du couple pendant une rotation d'une pale droite équivalente. La figure 1-25 représente une telle turbine avec un angle d'enroulement  $\gamma$  défini entre le plan médian et l'extrémité de la pale de  $30^\circ$ .

### 1.3.2.3 Pour favoriser l'auto-démarrage

Trois solutions au moins permettent de favoriser l'auto-démarrage :

Pour une turbine munie de deux pales, les profils sont dans une position d'équilibre stable lorsque chacun se situe dans les deux zones de freinage de la figure 1-28. Un nombre de pales égal à trois résout partiellement le problème du démarrage, cette solution dépendant toutefois de la position initiale des pales et du nombre de Reynolds. Une meilleure solution serait l'utilisation d'un nombre encore plus élevé de pales, mais cela diminuerait la puissance produite à cause de l'interaction entre les pales.

On peut constater que l'adoption de profils cambrés facilite aussi l'auto-démarrage. Concernant les profils cambrés, Kirke & Lazauskas [1991] ont prédit qu'une éolienne munie de pales droites ayant un profil cambré NACA4415 peut facilement démarrer à une vitesse de vent de 10 m/s, à l'inverse d'une machine identique dotée de profils symétriques NACA0015, d'épaisseur similaire. En revanche, la performance de la turbine à profils cambrés semble inférieure pour certains auteurs à celle disposant de profils symétriques. Takamatsu et al. [1991] ont ainsi constaté une meilleure performance en utilisant des profils non-cambrés pour des turbines Darrieus testées dans l'eau. Inversement Laitone [1997] qui a étudié en soufflerie le comportement de trois géométries (NACA0012, plaque mince cambrée suivant un arc de cercle de 5% et plaque mince sans cambrure), pour un nombre de Reynolds inférieur à 70000, a montré que la plaque mince cambrée produit le maximum de portance pour tous les angles d'attaque. Le débat est en fait assez complexe et dépend outre du nombre de Reynolds, de l'intensité turbulente et du bord d'attaque des profils utilisés. Quoi qu'il en soit la plupart des concepts utilisent des profils avec cambrure. Les turbines HARVEST utilisent aussi des profils cambrés, qui sont des profils de type NACA 00XX modifiés. La nature des profils symétriques initiaux et la modification de cambrure opérée n'est pas précisée par souci de confidentialité.

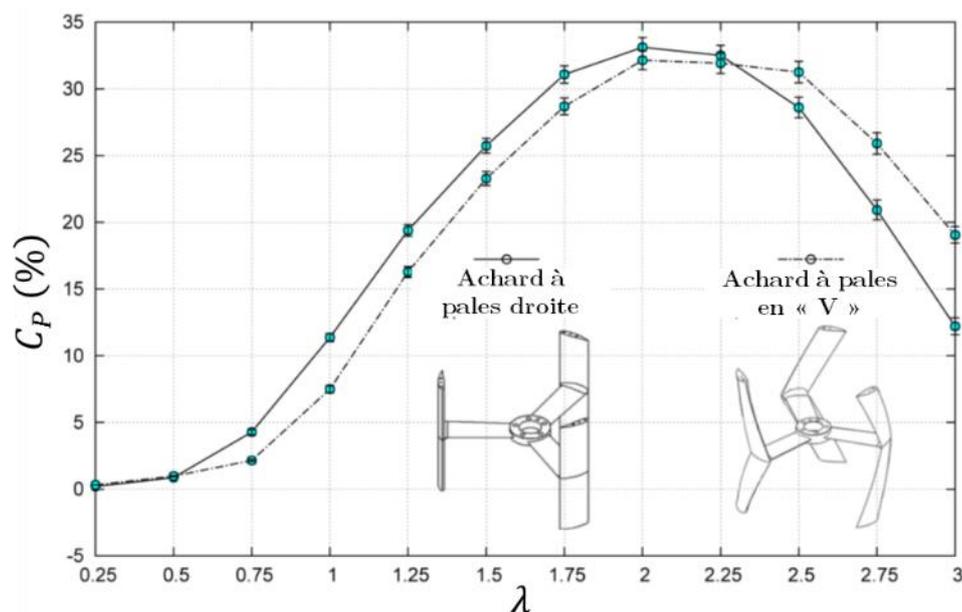
Une troisième solution possible est l'utilisation de pales en « V ». Dans les deux positions d'équilibre ( $\theta \approx 0^\circ$  et  $\theta \approx 180^\circ$ ) de la figure 1-28, l'enroulement hélicoïdal va favoriser l'auto-démarrage s'il est construit au minimum, égal à  $\Delta\theta_{frein}$ , pour échapper à cette zone de frein et laisser des zones de pale fournissant de la portance. Pour favoriser de manière certaine l'auto-démarrage, on pourra ainsi choisir un enroulement hélicoïdal de  $2\pi/N$ , pour chaque pale. Pour cette raison Gorlov, pour son premier prototype, a envisagé une turbine

avec trois pales sous forme de brins d'ADN, couvrant chacune 120°. Cependant, un enroulement important diminue la tenue en fatigue des pales et des bras supplémentaires sont à considérer sur la hauteur. De plus, des phénomènes fortement tridimensionnels introduisant des pertes de portance des pales limitent aussi l'enroulement hélicoïdal [Amet, 2009]. Ces inconvénients peuvent être diminués en adoptant un angle moins élevé ce qui est le cas de la turbine en « V », présentée sur la figure 1-25.

Il se trouve toutefois que lors de la conception d'un démonstrateur [Jaquier, 2011], et lors développements ultérieurs de la société Hydroquest [Hydroquest, 2015] industrialisant les hydroliennes issues du programme HARVEST, l'utilisation des pales en « V » a été délaissée. Une première raison qui sera développée dans la section 1.3.3 est qu'il existe une solution liée à l'architecture même de l'hydrolienne où les turbines sont empilées en colonnes qui permet à la fois de lisser le couple moteur et de favoriser l'auto-démarrage. On aurait pu avancer une raison liée à leur rendement inférieur mais cela n'est pas vraiment justifié comme nous allons le montrer.

Le débat concernant la faiblesse du rendement due à l'utilisation des pales en « V », rapporté dans la section 1.1.6, semble indiquer que le rendement est affecté négativement par cette forme de pales. Un tel résultat n'a rien de surprenant. En effet, une aile avec une forte flèche possède un rendement inférieur à celui d'une aile droite, car pour une aile en flèche : (1) seule la composante de vitesse normale au bord d'attaque compte pour la portance et (2) l'angle d'incidence effectif est plus élevé par rapport à une aile droite. C'est la raison pour laquelle le décrochage dynamique d'une aile en flèche apparaît plus tôt que celui d'une aile droite. Néanmoins, étant normalement moins brutal, ce décollement précoce peut présenter certains avantages, comme déjà discuté dans les sections précédentes.

A priori, il est donc légitime de s'attendre à ce qu'une turbine HARVEST à pales en « V » voit aussi son rendement chuter. On constate, d'après la courbe de la figure 1-40, que la turbine à pales en « V » dispose d'une plage de fonctionnement plus étalée, dont le paramètre d'avance optimal est décalé à droite par rapport à la turbine à pales droites.



**Figure 1-40. Comparaison du coefficient de puissance des turbines Achard à pales droites et à pales en « V ». Mesures expérimentales réalisées dans le cadre des thèses de Aumelas [2011] et Dellinger [2011]**

On observera que les variations de rendement entre les pales droites et en « V » reportées sur la figure 1-40 restent assez modestes, avec une légère diminution de  $C_p$  pour les pales en « V », en particulier au voisinage du  $\lambda$  optimal. Cette réduction est liée à l'apparition d'un écoulement qui ne participe pas à la portance [Vad, 2004] suivant l'envergure de chaque pale ; ces écoulements s'ajoutent pour former ici un écoulement axial au sein de la turbine. A cet égard il convient de remarquer également qu'une turbine en « V » limite l'influence de ces écoulements en les orientant suivant deux sens opposés à partir du plan médian ; observons au passage que la composante verticale de ces écoulements empêche en toute rigueur d'adopter pour ce type de turbines l'hypothèse de bi-dimensionnalité introduite au début de cette section. En revanche dans une turbine de type Gorlov, il apparaît une accumulation progressive et néfaste de l'importance de cet écoulement axial dans un sens ou dans l'autre suivant le choix du signe de l'angle d'enroulement  $\gamma$ . Lorsque les turbine ne sont pas empilées, pour de faibles profondeurs par exemple, l'utilisation de ce type de turbine peut être envisagée.

### 1.3.3 Remèdes proposés au niveau de l'architecture de l'hydrolienne

Quatre caractéristiques furent au fondement de la conception de l'hydrolienne HARVEST afin d'apporter des remèdes aux défauts qui viennent d'être évoqués et d'introduire des avantages supplémentaires. Tout d'abord plusieurs turbines furent empilées sur un même axe de rotation pour créer une colonne de turbines (figure 1-41). L'énergie produite par une colonne-turbines résulte de la sommation des couples produits par chaque turbine multipliée par la vitesse de rotation de l'ensemble. Cette énergie est convertie en électricité par une seule génératrice électrique qui se trouve mutualisée. Elle se situe à une des extrémités, inférieure ou supérieure, de la colonne, suivant les prérequis définis dans le cahier des charges des conditions d'exploitation. Lissage du couple global produit par les turbines et auto-démarrage se trouvent ainsi réalisés simplement.

Deux colonnes de turbines de ce type sont ensuite juxtaposées et logées dans une structure de maintien. Elles sont guidées de manière à ce que deux turbines en regard dans un étage donné tournent symétriquement par rapport au plan médian séparant les deux colonnes ce qui implique que les deux colonnes soient contrarotatives. De surcroît parmi les deux sens de rotation envisageables pour une colonne donnée celui qui est choisi correspond à une remontée au courant des pales lorsqu'elles longent le plan médian (zone interne à la turbomachine).

L'association de deux colonnes jumelles contrarotatives dans une même structure de maintien symétrique permet d'annuler les efforts transverses à l'échelle de la tour et



**Figure 1-41. Colonne de trois turbines Achard à pales droites, décalées angulairement entre elles**

d'accroître la fiabilité mécanique. En effet, il a été montré par Zanette [2010] que le moment de flexion radiale est prédominant vis-à-vis des autres composantes.

Un second avantage bien étudié depuis peu d'une telle association est d'augmenter le rendement. Ainsi deux études numériques utilisant des logiciels commerciaux ANSYS et fondées sur des méthodes de type URANS, Khalid et al. [2013] pour des hydroliennes et Giorgetti et al. [2015] pour des éoliennes, se sont attachées à évaluer le gain obtenu en fonction de la distance séparant les deux axes. Ces études se sont limitées à des modèles bidimensionnels et sans prise en compte d'éventuelles structures de maintien ; les solidités des turbines sont respectivement 0.63 et 0.375. Il n'est pas possible ici de rentrer dans le détail des analyses réalisées mais mentionnons simplement un résultat commun suivant lequel chaque turbine fonctionnant en association voit son rendement augmenter de 10% à 15%, par rapport à un fonctionnement isolé ; la seconde étude précise que la distance entre l'axe d'une turbine et le plan de symétrie doit se réduire alors à moins de  $0.68R$ . L'explication proposée dans cette seconde étude du gain de performance par rapport à une turbine isolée tiendrait à la convergence des lignes de courant à l'aval vers le plan de symétrie des deux turbines jumelles. La réunion des deux sillages ainsi contractée et accélérée se trouve « redynamisée » et la zone externe à la turbomachine où les pales se déplacent sous le courant se trouverait également accélérée. On trouve dans cette même étude une critique de l'explication proposée par Li & Calisal [2010] qui ont abordé un problème semblable avec un modèle simplifié de type tourbillonnaire présenté dans le prochain chapitre. Les résultats sont aussi concordants avec ceux des deux études précédentes mais ces derniers auteurs estiment que le gain résulterait de l'annulation de deux des tourbillons lâchés par les turbines. Quoiqu'il en soit, notre problème est encore plus complexe à interpréter comme nous le verrons au cours de ce mémoire à cause de la présence des carénages.

Cette structure a pour première fonction de maintenir les turbines dans le courant en résistant aux efforts de traînée. L'ensemble formé par les deux colonnes contrarotatives et la structure de maintien est appelé tour. De la même façon que la colonne-turbines, la structure de maintien peut être assemblée entièrement, afin de créer un seul « bloc », ou composée de plusieurs étages, en gardant une certaine modularité. Si la seconde option est choisie, un étage composé d'une turbine avec son tronçon d'axe de rotation et sa structure de maintien forme un module-turbine.

Une troisième caractéristique de la turbine HARVEST réside dans l'intégration de carénages dans la structure de maintien comme représentée sur la figure 1-42 [Achard et al., 2007].

Comme la puissance est proportionnelle au cube de la vitesse d'écoulement, l'accélération de la vitesse de l'écoulement au sein des turbines améliore sensiblement les performances et cela indépendamment de la conception précise de la turbine à flux transverse. L'influence des carénages sur les performances des hydroliennes a fait l'objet d'une très abondante littérature dont Kirke [2005] et Belloni [2013] ont proposé des synthèses.

Dans le cadre du projet HARVEST, la thèse de Menchaca Roa [2011] fut consacrée à l'influence et à l'optimisation des carénages sur les turbines HARVEST via une modélisation numérique 2D ; l'influence du confinement de la machine fut dans ce contexte particulièrement étudiée. L'utilisation d'un carénage optimisé constitué de deux ailes formant un diffuseur, avec une vitesse incidente  $V_0$  de 2.3 m/s, un profil EPPLER 420 de corde égale à 2 fois le diamètre du rotor, améliore d'un facteur 1.5 le rendement de la machine optimisée lorsqu'elle est en milieu infini.

Enfin, quatrième caractéristique, des plaques placées de part et d'autre de chaque turbine, perpendiculairement à leur axe, participent à la structure de maintien de la tour. Elles jouent comme les carénages un rôle positif sur le rendement de deux manières différentes : à un niveau macroscopique et à un niveau plus local.

A un niveau macroscopique, l'effet de confinement réalisé par ces plaques permet tout d'abord de réduire le contournement de l'écoulement incident par le dessus et le dessous d'une turbine en minimisant la section de passage du fluide entre deux turbines successives. Les bouts de pale doivent être suffisamment proches de chaque plaque pour bénéficier de cet effet. Le rendement propre à chaque module-turbine inclus dans une même tour est donc de ce fait supérieur au rendement de ces modules-turbine immergés isolément. Cet effet est à rapprocher de la limitation du contournement latéral du courant amont qui se trouve en partie bloqué par l'effet diffuseur des carénages. De plus indépendamment de cet effet de confinement, le rôle de ces plaques est d'abord séparateur : elles empêchent les interactions, sources de fortes dissipation, entre les écoulements propres à deux turbines superposées comme cela a été montré dans la publication de Matsuda et al. [2003].

A un niveau microscopique, lorsque le bout de la pale se rapproche de la plaque la traînée induite devient réduite avec la modification du tourbillon marginal. Ce tourbillon qui s'appelle alors « tourbillon de fuite » est en effet contraint de se développer dans le voisinage d'une zone de jeu (clearance ou gap en anglais) limitée par les extrémités des pales et par les plaques inférieures et supérieures du châssis. La figure 1-43 est la vue de face de la pale droite représentée dans la figure 1-42 insérée entre une plaque supérieure et une plaque inférieure. La hauteur du jeu, qui reste généralement de l'ordre de 1 % de l'envergure, varie suite aux déformations dynamiques des pales au cours d'une révolution.

Toutefois si le rapprochement est excessif une chute de performance se manifeste qui est liée à l'apparition d'un nouvel ensemble de phénomènes tourbillonnaires dissipatifs en interaction qui peuvent de surcroît être des sources de cavitation provoquant une dégradation de performance et l'érosion des matériaux. Ainsi, un effort de recherche spécifique aux turbines à flux transverse s'impose car une telle problématique a été jusqu'à

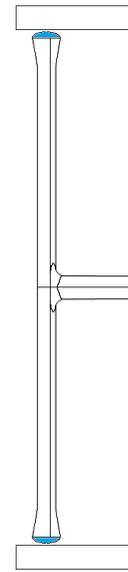


**Figure 1-42. Tour : Colonnes jumelles contrarotatives logée dans une structure de maintien avec carénage**

présent peu abordée et n'a pu être qu'effleurée dans le programme HARVEST. Quelques caractéristiques de la solution adoptée vont maintenant être données.

On peut remarquer que l'extrémité de la pale dans la figure 1-43 est surmontée d'une forme arrondie suivant la ligne moyenne et suivant l'épaisseur appelée saumon [Achard & Jaquier, 2011]. Suivant cette dernière direction, l'espace libre entre le saumon et chaque plaque prend une forme de venturi. La hauteur du col du venturi, qui correspond au jeu d'extrémité de pale, évolue faiblement le long de la ligne moyenne et rejoint la valeur du jeu d'extrémité au bord d'attaque et au bord de fuite. Pour un jeu de hauteur constante  $h$ , l'arête vive en entrée (coin intrados) causerait en fait un décollement avec apparition d'un tourbillon de passage (scraping vortex en anglais). La section de passage du fluide se trouverait ainsi contractée par rapport à  $h$ . L'abaissement de pression dans la zone de recirculation résultant du décollement peut être tel que cette zone devienne un foyer de cavitation. Le saumon a pour objectif d'annuler ce tourbillon de manière à supprimer le décollement que cause l'arête vive.

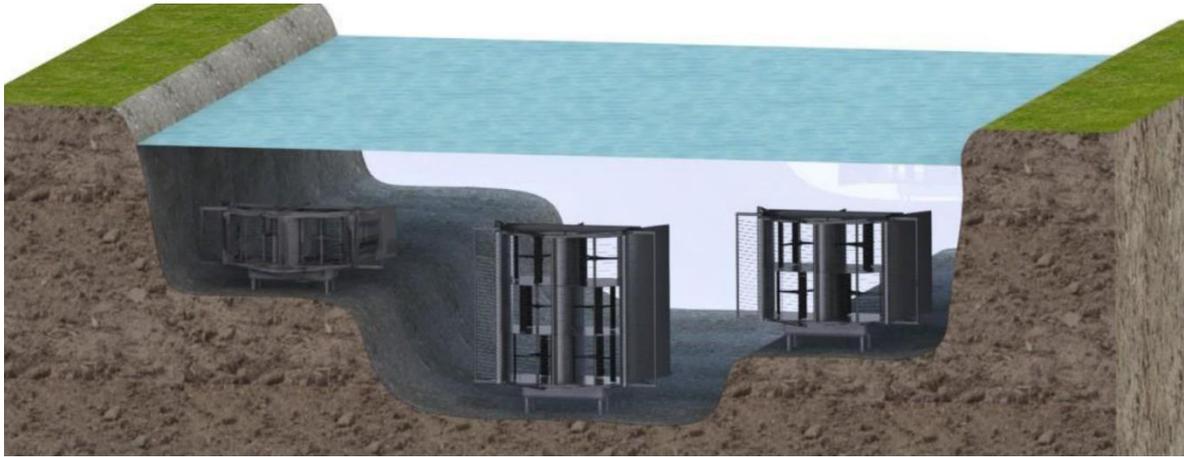
Au-delà de la contraction liée au saumon naît le tourbillon de fuite à partir d'un point sur la corde qui s'enroule autour de l'extrados et devient éventuellement un second foyer de cavitation. Une faible divergence du saumon est cependant nécessaire pour ne pas augmenter le tourbillon de fuite. Le jeu doit de surcroît être sensiblement symétrique car l'incidence d'une pale d'une turbine à flux transverse variant tout au long d'une révolution jusqu'à changer de signe, l'écoulement secondaire rencontre des conditions très variables d'orientation.



**Figure 1-43. Vue de face d'une pale équipée d'un épaissement de bout d'aile et confinée par des plaques. Source : [Jaquier, 2011]**

### **1.3.4 Gains de performances globales au niveau du parc d'hydroliennes**

Les hydroliennes HARVEST sont modulables en hauteur car il est possible d'ajuster le nombre d'étages en fonction de la profondeur rencontrée sur les sites d'implantation. Ainsi, l'hydrolienne peut posséder de un à trois étages de turbine, voire plus dans certaines applications. Cette modularité permet une exploitation optimale du potentiel énergétique de la section équipée en adaptant la hauteur de la tour en fonction de la bathymétrie (figure 1-44). Elle est également propice à la fabrication en série, qui devient plus facile et moins chère avec des turbines aux dimensions génériques et modestes. En outre la fabrication s'ouvre à un nombre plus grand de modes de fabrication et de combinaisons matériaux/procédés.



**Figure 1-44. Illustration de la modularité du concept permettant de s'adapter à différentes profondeurs. Source : [Hydroquest, 2015]**

Plusieurs tours peuvent ensuite être associées pour former des parcs d'hydroliennes (figure 1-45). Les tours peuvent être ancrées séparément ou être associées pour former un faisceau de tours solidaires d'un même ancrage. Les tours sont maintenues à leur partie inférieure par une structure d'assise, l'ensemble n'occultant pas la surface de l'eau. L'utilisation d'un système complètement immergé a les avantages (1) de ne pas déranger les transports maritimes et l'activité de pêche et (2) d'éviter le surcoût résultant du renforcement des structures de maintien lorsqu'elles émergent. Cette solution est adaptée à des applications marines dans lesquelles l'émergence de ces structures les rendrait de surcroît sensibles à la traînée de vague et, comme ce type de traînée hydrodynamique connaît des fluctuations importantes, nécessiterait de dimensionner tout le système de maintien vis-à-vis des pics potentiels. Pour des applications fluviales le cahier des charges environnemental est très différent. Par exemple la surface de l'eau est moins agitée et des hydroliennes suspendues à des barges flottantes présentent à l'inverse des avantages par leur meilleure possibilité d'accès facilitant ainsi la maintenance (voir figure 1-46). Cette solution est adoptée par la société Hydroquest.



**Figure 1-45. Exemple d'un faisceau de tours constituant un parc d'hydroliennes. Source : [Hydroquest, 2015]**

Selon les situations rencontrées (vitesse du courant, profondeur de la section, énergie extraite, etc.) et l'optimisation des contraintes liées à l'impact environnemental du parc d'hydroliennes (emprise en surface, réduction de l'intensité des courants à l'aval, interactions avec la faune et la flore, etc.), différentes stratégies de répartition spatiale des tours peuvent être envisagées.

Les conditions qui permettent de mettre en œuvre ces stratégies de répartition spatiale d'hydroliennes, quelles qu'elles soient, vont être exprimées dans le chapitre suivant. Elles passent inévitablement par l'utilisation d'outils de simulation numérique fondés sur des modèles simplifiés d'hydroliennes



**Figure 1-46. Hydrolienne Hydroquest SAS à un étage sur barge flottante. Source : [Hydroquest, 2015]**

# Chapitre 2

## Etat de l'art des modèles rapides de turbines à axe vertical & choix du modèle

Pour les applications fluviales, les problèmes d'impact environnementaux sont, comme nous venons de l'évoquer, à prendre en compte lors de la répartition spatiale des machines d'un parc d'hydroliennes. En plus de ces contraintes, la maximisation de la puissance fournie en fonction de la répartition des machines sur une aire donnée d'exploitation est aussi un enjeu essentiel qui se pose particulièrement pour les applications marines. Plus simplement, compte tenu des coûts d'investissement impliqués, il convient d'assurer un niveau suffisant de certitude sur cette puissance fournie pour minimiser les risques pris par les développeurs et les parties prenantes.

Dans un parc (ou ferme) d'hydroliennes les machines étant relativement proches, on peut s'attendre à ce que, des interactions hydrodynamiques entre machines se manifestant, la production électrique de chaque machine soit modifiée par rapport à une situation où elle serait isolée. La puissance de sortie attendue résultant d'une répartition spécifique d'hydroliennes dans un parc (ou ferme), n'est donc pas directement estimable.

Ces estimations peuvent être envisagées par des études expérimentales sur des déploiements à petite échelle dans des laboratoires. Ainsi, des petites fermes d'hydroliennes, composées de turbines type Darrieus ont été étudiées dans un canal d'eau [Mycek et al., 2014; Georgescu et al., 2011]. Il est cependant coûteux de réaliser ces travaux expérimentaux pour étudier les paramètres de chaque turbomachine dans des fermes d'hydroliennes à grande échelle et dans des conditions environnementales réelles.

La mise en place d'outils numériques permettant d'optimiser une architecture de parc ou ferme d'hydroliennes en fonction des contraintes de chaque site (profondeurs, complexité de la topographie du terrain et de surcroît pour les applications marines, la houle et les régimes des marées, etc.) est donc indispensable. Elle implique de conduire une description de l'hydrodynamique globale autour de toutes les machines du parc ; cette description, comme nous le verrons, ne peut être entreprise en s'appuyant sur les outils numériques développés ces dernières années pour prédire les performances de turbines à axe vertical isolées, qui sont en fait le plus souvent des éoliennes. Ces outils relèvent de ce qu'on appelle une modélisation haute-fidélité dont on montrera brièvement l'inadéquation

vis-à-vis de nos objectifs. Ils doivent céder la place à une modélisation simplifiée, dite aussi rapide, de chaque hydrolienne.

Une revue des modèles existants pour la simulation rapide des hydroliennes, limitée aux solutions spécifiquement adaptées pour des turbines à axe vertical (VAWT), est proposée dans ce chapitre. Ces solutions sont en fait voisines et même souvent découlent de celles qui ont déjà été utilisées pour les turbines à axe horizontal (HAWT). Le type de modèle rapide développé dans cette thèse est dit de type BEM-RANS. Ce type sera finalement détaillé, son choix justifié vis-à-vis de l'hydrolienne HARVEST. En guise d'introduction de ce chapitre quelques projets de parcs marins d'hydroliennes en cours sont décrits.

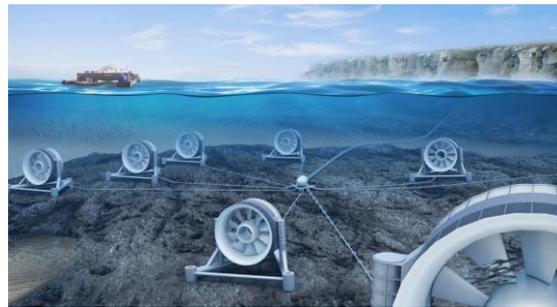
## 2.1 Projets de parcs marins d'hydroliennes en cours

### 2.1.1 Projet NORMANDIE HYDRO

La société irlandaise OpenHydro, filiale de la française DCNS, a été fondée en 2005 sur la base d'une technologie de turbine-rotor à centre ouvert (Open Center Turbine), assez différente des hydroliennes traditionnelles (figure 2-1). La turbine a commencé à être testée aux USA en 1995. Après une dizaine d'années d'expérimentation, des prototypes ont été améliorés sur le site d'essais de l'European Marine Energy Centre (EMEC) en Écosse pendant deux ans. Ils ont été validés en mer et connectés au réseau en 2008.



**Figure 2-1. Open Center Turbine d'OpenHydro Group Ltd avant son déploiement en Bretagne**



**Figure 2-2. Vue d'artiste d'une ferme pilote de 7 hydroliennes au raz Blanchard**

Un point fort de cette technologie concerne l'installation et la maintenance des turbines ; l'implantation de ces hydroliennes ne nécessite pas de travaux sous-marins de type forage ou ancrage. Reposant au fond de la mer sur une structure métallique triangulaire (figure 2-2), chaque hydrolienne est totalement immergée et facile à déplacer par l'intermédiaire d'un catamaran conçu pour leur manipulation. Au-delà de l'installation et de la maintenance, un autre atout de cette turbine réside dans l'utilisation de génératrices périphériques à aimants permanents, moins gênantes sur le plan de l'hydrodynamique.

D'après le constructeur, la conception de la turbine respecte la faune marine et l'environnement en général. Même si ce comportement n'a pas encore été constaté, le principal argument écologiste réside sur le fait que le centre ouvert est suffisamment grand pour permettre à un animal marin de passer au travers sans se blesser.

De tous les récupérateurs d'énergie des courants actuellement sur le marché, OpenHydro apparaît comme un des plus avancés. Dans ce contexte, le 2 décembre 2014, le Premier Ministre français a annoncé le soutien de l'Etat à un projet de ferme pilote hydrolienne par le programme des Investissements d'Avenir : Normandie Hydro. Ce projet consiste à réaliser et à exploiter pendant 20 ans une ferme pilote de 7 hydroliennes OpenHydro d'une puissance unitaire de 2 MW au raz Blanchard (figure 2-2). Avec une mise en service prévue en 2018, cette ferme pilote sera exploitée par EDF Energies Nouvelles.

En dehors du site de raz Blanchard, ces hydroliennes vont être installées en Baie de Fundy comme partie d'un projet de ferme expérimentale. Le projet permettra d'évaluer les effets de l'espacement des turbines et de déterminer les stratégies de régulation du débit, les raccordements et le câblage. Conçues pour les difficiles conditions qui caractérisent la baie de Fundy, les turbines reposeront toutes deux sur une embase gravitaire fixée sur le fond de la mer. Chacune pourra produire 2 MW à un coût de 14,7 cents le KWh d'ici 2020.

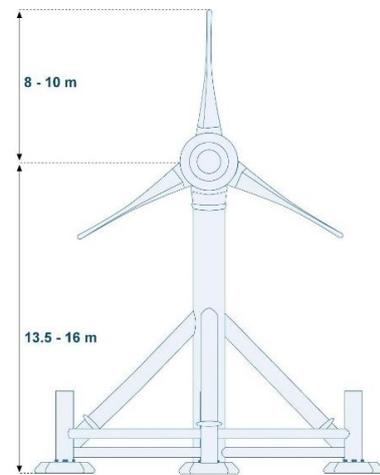
## 2.1.2 Projet MEYGEN

MeyGen Limited, société détenue par Atlantis Resources Limited, a été créée en 2010 uniquement pour le développement du parc d'hydroliennes à Inner Sound, Pentland Firth, Ecosse. Le projet MeyGen, qui a débuté en 2014, va se dérouler en plusieurs étapes. La phase 1 sera composée d'un maximum de 86 hydroliennes (86MW). La première rangée d'hydroliennes déployée dans les deux premières années doit fournir des informations sur les interactions entre la rangée et l'environnement et accroître la compréhension pour les phases subséquentes. La phase 2, comprenant la construction du reste du projet, sera soumise à une demande d'autorisation distincte.

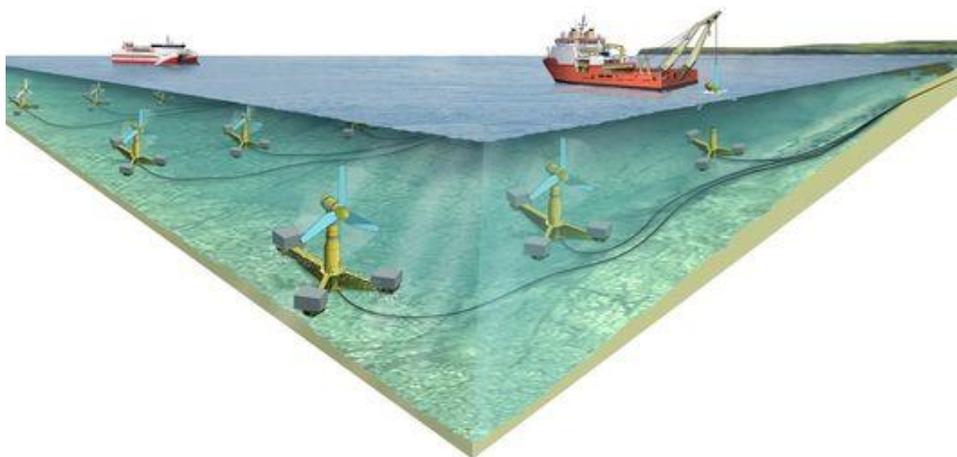
Dans un premier temps, quatre turbines seront installées en 2015/2016. Cela permettra ensuite de récolter des données plus précises sur l'efficacité du système, ainsi que sur l'impact environnemental sous-marin. La première partie du projet est composée par quatre turbines à flux axial ; une turbine Atlantis (figure 2-3) et trois turbines Andritz Hydro Hammerfest. Les turbines sont munies de trois pales raccordées à un rotor d'un diamètre de 18 m entièrement immergé avec un minimum de dégagement de 8m par rapport à la surface à zéro hydrographique. Chaque turbine sera positionnée sur le fond marin avec une structure de support gravitaire (en forme de trépied) et un câble sous-marin de 4.4 kV. Les câbles relieront les turbines au centre de conversion d'énergie à Ness of Quoy, Canisbay.

Des prototypes individuels de ces turbines ont été déjà testés dans des eaux européennes. Bien que ces tests ponctuels soient indispensables, ils ne permettent pas aux industriels de comprendre le défi supplémentaire que pose le fonctionnement d'une combinaison de plusieurs turbines dans une rangée.

Au début des années 2020 MeyGen Limited a l'intention d'élargir le parc d'hydroliennes pour atteindre une capacité de production jusqu'à 398MW pour fournir de l'électricité propre et renouvelable sur le réseau électrique du Royaume-Uni (figure 2-4).



**Figure 2-3. L'hydrolienne ARL-AR1500 d'Atlantis Ressources**



**Figure 2-4. Vue d'artiste du parc d'hydroliennes MEYGEN (Ecosse)**

### 2.1.3 Projet NEPTHYD

Le projet NEPTHYD (Normandie Energie PiloTe HYDrolien) consiste à réaliser et à exploiter pendant 20 ans une ferme pilote composée de 4 hydroliennes OCEADE (figure 2-5) de puissance unitaire de 1.4 MW (figure 2-6). Ces hydroliennes, développées et fabriquées par ALSTOM, seront connectées en mer à une sous-station électrique sous-marine innovante d'où partira un seul câble d'export vers la terre. Avec un début des travaux prévu en 2017, cette ferme pilote sera exploitée par GDF SUEZ.

Les hydroliennes OCEADE ont été déjà testées. Un prototype de 500kW a été installé à l'EMEC en 2011/2012 et a produit 250 MWh d'électricité sur le réseau. Une turbine de 1MW a remplacé la précédente depuis janvier 2013. Elle a produit plus de 750 MWh d'électricité sur le réseau, soit un total cumulé pour les deux prototypes de plus de 1GWh.

A travers le projet NEPTHYD, le Groupe GDF SUEZ a l'ambition de contribuer au développement de cette technologie et à la création d'une filière dont il souhaite qu'elle puisse allier "compétitivité, performance, sécurité, et respect de l'environnement et des usagers de la mer". Les hydroliennes du parc seront interconnectées au moyen d'un centre de jonction électrique sous-marin (ou subsea hub) qui permet d'acheminer à terre l'électricité produite par le parc via un câble unique, et préfigure l'architecture électrique des futurs parcs industriels. Cette technologie novatrice est développée par ALSTOM et permettra de simplifier les opérations maritimes.

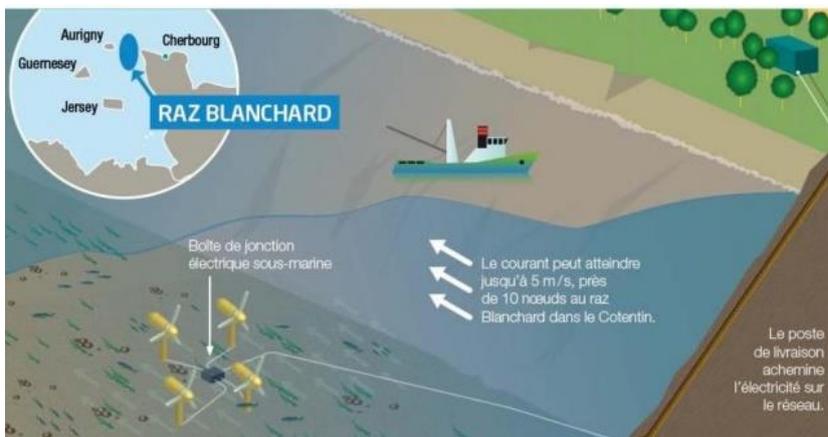


Figure 2-5. Infographie du projet NEPTHYD



Figure 2-6. Hydrolienne OCEADE 18 - 1.4 MW

## 2.2 Modélisation des parcs d'hydroliennes à axe vertical : position du problème

### 2.2.1 La modélisation haute-fidélité pour une seule machine

Lorsque l'on souhaite, pour une hydrolienne, étudier finement l'écoulement autour des pales, connaître avec précision le chargement sur les pales ou encore obtenir une description détaillée du sillage, on se tourne vers une méthode numérique dite haute-fidélité. C'est-à-dire que l'on cherche à respecter d'une part la géométrie des pales comme condition aux limites mouvante et d'autre part, pour prédire l'écoulement autour des pales, on cherche à résoudre les équations locales et transitoires correspondant aux équations de

Navier-Stokes. Lorsque l'on doit décrire en outre les effets de la turbulence qui est généralement la règle, on est alors confronté à un choix aujourd'hui classique en ingénierie consistant se positionner sur une échelle de difficulté allant de l'utilisation des approches moyennées ou statistiques RANS 2D et 3D (Reynolds Averaged Navier Stokes) aux Simulations Numériques Directes (soit DNS pour son acronyme en anglais) des équations de Navier-Stokes en passant par les méthodes intermédiaires de Simulation des Grandes Echelles (Large Eddy Simulation, soit LES pour son acronyme en anglais). Ce choix dépend évidemment du rapport « précision /coût » du calcul que l'on souhaite accorder à l'approche numérique en question.

L'étendue de la plage des échelles spatio-temporelles est mesurée par le nombre de Reynolds ( $Re$ ), qui dans les calculs de l'écoulement autour d'une pale et ou du sillage est élevé. A partir d'expériences à grande échelle en laboratoire, sur une éolienne fabriquée avec une turbine du type UNH-RVAT (figure 1-26) de forte solidité, à savoir 0.82, Bachant & Wosnik [2016] ont montré que les performances d'une VAWT à pales droite deviennent approximativement indépendantes du nombre de Reynolds à partir d'une valeur  $Re = 10^6$  (construit sur le diamètre du rotor). Les modèles numériques doivent donc atteindre ce nombre de Reynolds pour pouvoir embrasser toute la gamme de fonctionnement possible des hydroliennes qui ont une forte solidité. Les simulations numériques directes deviennent alors extrêmement coûteuses et totalement inenvisageables pour les hydroliennes.

A l'opposé la méthode RANS et sa déclinaison instationnaire URANS (pour « Unsteady RANS ») propose de ne simuler explicitement que les champs moyens de l'écoulement en s'appuyant sur la décomposition de Reynolds des champs instantanés. L'influence des champs fluctuants est alors prise en compte à travers des modèles plus ou moins raffinés qui ne sont pas universels et dépendent de la configuration de l'écoulement. Par ailleurs au cours des dernières années, la méthode LES a reçu une attention croissante dans la communauté de la modélisation des sillages des éoliennes et des hydroliennes, en raison de sa capacité à gérer des écoulements turbulents instationnaire et anisotropes dominés par des structures à grande échelle et un mélange turbulent. L'approche LES offre en effet un avantage significatif par rapport aux méthodes RANS, notamment dans les calculs de sillages, mais ses exigences de calcul sont trop élevées, de deux ordres de grandeurs au moins. Contrairement à une méthode RANS, où le coût de calcul est faiblement dépendant de  $Re$ , le coût de calcul d'une simulation LES varie grossièrement avec  $Re^2$ . Près des frontières solides des pales, où les couches limites sont présentes, ce coût croît particulièrement car cette méthode nécessite le raffinement dans trois directions, alors qu'une méthode RANS ne nécessite qu'un raffinement dans la direction normale à la paroi. Un type d'approximation d'une VAWT qui paraît offrir un bon compromis précision / coût correspond à ce que l'on appelle un modèle 2.5D. Un modèle d'éolienne 2.5D est obtenu par extrusion verticale du maillage d'un modèle 2D suivant une hauteur minimale en nombre de corde de pale, définie de sorte à assurer une insensibilité des résultats. Des conditions de périodicité sont appliquées sur les faces supérieures et inférieures du volume de calcul ; par conséquent, le modèle 2.5D représente essentiellement une VAWT avec des pales de longueur infinie et les effets des tourbillons marginaux ne sont pas pris en compte. Li et al. [2013] ont mis en place et résolu un tel modèle avec une méthode LES qui s'est révélée prédire correctement le décrochage dynamique à la différence d'une méthode URANS. Comme méthode numérique haute-fidélité, il est toutefois admis [Sanderse, 2011]

que la Simulation des Grandes Échelles ou LES ne constitue pas encore une alternative pratique à l'utilisation de la méthode RANS pour des raisons de coût global de simulation.

De manière moins définitive, concluons en observant que la méthode LES constitue un moyen privilégié pour obtenir un éclairage au coup par coup sur certains mécanismes physiques critiques mis en jeu (décrochage) et une amélioration des méthodes plus simples [Shamsoddin & Porté-Agel, 2014]. On peut enfin dans le futur combiner la LES avec les approches URANS qui vont être évoquées selon des méthodes dites hybrides (Scale Adaptive Simulation, Detached Eddy Simulation) qui permettent plusieurs types de compromis (précision/coût) et qui commencent à être utilisées dans le domaine éolien / hydrolien - après avoir été développées essentiellement pour des applications en aéronautique.

Dans ce contexte il n'est pas étonnant de constater que les approches URANS se sont énormément développées ces dernières années et ont même « explosé » en 2015 notamment pour décrire des éoliennes à axe vertical isolées. Bien que ces approches ne soient pas aussi satisfaisantes que la méthode LES pour la description de la turbulence, il faut bien garder à l'esprit que le coût de calcul des simulations « haute-fidélité » associées reste élevé pour quatre raisons principales :

- Des phénomènes instationnaires voire instables doivent être captés pour prédire correctement les performances d'une VAWT. Une première classe de tels phénomènes est relative aux différentes traînées singulières décrites dans 1.3.1.1 : la traînée parasite des éléments de liaison, la traînée d'interférence du raccordement bras-pales et la traînée induite en bout de pales. Les deux derniers types de traînées en particulier correspondent à l'émission de tourbillons dissipatifs tridimensionnels. Ces phénomènes n'ont pu être décrits dans les études de la plupart des chercheurs qui, soumis à des contraintes de ressources de calcul et de temps, ont choisi de traiter les écoulements dans les VAWT par des modèles 2D instationnaires, quelles que soient les approches URANS adoptées. McLaren [2011] est toutefois arrivé à prédire avec succès la poussée sur le rotor et les coefficients des forces radiales sur les pales du rotor avec comme loi de fermeture une équation de transport de contraintes de cisaillement  $k - \omega SST$ . Mais, en comparaison avec des essais en soufflerie, ces simulations comme d'autres simulations portant sur des modèles 2D surestiment les charges sur les pales, bien qu'ils puissent reproduire les tendances de leur variation [Castelli et al., 2011]. Ces études montrent simplement l'importance de la prise en compte des tourbillons tridimensionnels ainsi que des écoulements suivant l'envergure des pales. Ces phénomènes ne peuvent être correctement reproduits que par des modèles 3D élaborés et coûteux en temps calcul qui décrivent la globalité d'une VAWT. Notons celle conduite par Howell et al. [2010] qui adopte un modèle de turbulence  $RNG k - \varepsilon$  et trouve que les résultats des simulations 3D sont en meilleur accord avec les données expérimentales que ceux issus des simulations 2D.
- Une seconde classe de phénomènes instationnaires est propre aux hydroliennes. Comme elles possèdent une forte solidité et un faible paramètre d'avance optimal, leurs pales sont soumises à une grande variation de l'angle d'incidence au cours de chaque révolution. Dans ces conditions de fonctionnement, on observe l'apparition du décrochage dynamique et les lâchers subséquents de

tourbillons [Balduzzi, Bianchini, Maleci, et al., 2016]. Etant donné que les gradients locaux élevés des quantités d'écoulement sont associés à la production de tourbillons, le procédé de calcul et le maillage doivent être correctement liés aux exigences de la résolution de la physique du problème. Concernant le déclenchement du décrochage, il faut bien admettre que malgré ces efforts les méthodes RANS risquent d'entraîner une perte de précision par rapport à la réalité physique qu'il faut peut-être réintroduire par des corrélations issues d'approches LES spécifiques par exemple.

- Les études consacrées aux sillages, que ce soit ceux des éoliennes ou des hydroliennes à axe vertical et à pale droites, sont extrêmement limitées car elles demandent un gros investissement. La littérature existante présente des analyses expérimentales du sillage proche jusqu'à seulement 3 diamètres de turbine en aval. Le travail numérique très récent de Lam & Peng [2016] est ainsi le bienvenu. En se fondant sur des modèles 2D et 3D, et en utilisant une approche URANS avec comme loi de fermeture une variante (IDDES) de l'équation de transport de type  $k - \omega SST$  une exploration en profondeur des caractéristiques des sillages proche et lointain d'une éolienne avec une turbine en H fut conduite. Le logiciel commercial ANSYS Fluent fut choisi à cette fin et des maillages non-structurés de haute qualité développés. Les modèles furent validés à partir des champs de vitesses axiaux et transverses issus de mesures PIV stéréoscopiques prises dans les travaux de Tescione et al. [2014].

Concernant le temps de calcul des simulations numériques, la mise en place du sillage est l'aspect le plus critique, puisqu'il faut que le fluide ait parcouru tout le domaine de calcul. Dans le chapitre 5 du travail de thèse de Jaquier [2011], consacré à la description des convertisseurs HARVEST, une analyse du temps de calcul des simulations de ces turbomachines avec leur sillage est présentée. En utilisant six processeurs, environ quatre heures de calcul furent nécessaires pour réaliser un tour de turbine avec une rotation angulaire de pale de  $1^\circ$  par pas de temps ( $1^\circ/\omega$ ). Pour mettre en place le sillage rapidement un grand pas de temps fut utilisé (figure 2-7) mais dans ce cas les structures plus fines de l'écoulement, en particulier les tourbillons dus au décrochage dynamique au niveau des pales, ou les tourbillons de Von Karman dus à l'arbre ne sont pas définis correctement. Lorsque le pas de temps est diminué à partir de cette définition macroscopique de l'écoulement, les petites structures non définies jusqu'alors sont de mieux en mieux décrites au fur et à mesure de la diminution du pas de temps. Ces petites structures sont localisées aux abords de la turbine, et ont un impact négligeable loin de celle-ci.

- Dernière cause possible de l'importance des coûts de calcul des simulations : le fait de s'intéresser au productible d'une machine isolée correspondant bien sûr à son maximum de puissance. Cette puissance à laquelle on s'intéresse est associée à la vitesse de rotation optimale. La figure 1-15 présente une évolution typique du coefficient de puissance en fonction du paramètre d'avance. On peut observer que la courbe d'évolution du  $C_p$  en fonction du paramètre d'avance  $\lambda$  présente une partie croissante et ensuite une partie décroissante. Paraschivoiu [2002] montre ainsi que le point de fonctionnement optimal  $\lambda^*$  est atteint entre  $\lambda = 4$  et  $\lambda = 6$  pour une éolienne, avec près de 40% de l'énergie récupérée ( $C_p = 0.4$ ). De cette façon, le coût de calcul pour estimer la puissance maximale

d'une turbomachine isolée est linéairement proportionnel au nombre de calculs nécessaires pour identifier celui qui correspond au paramètre d'avance optimal. En ce qui concerne le convertisseur HARVEST, l'estimation de la puissance maximale d'une de ces turbomachines peut ainsi atteindre jusqu'à une semaine (avec les ressources disponibles actuellement).

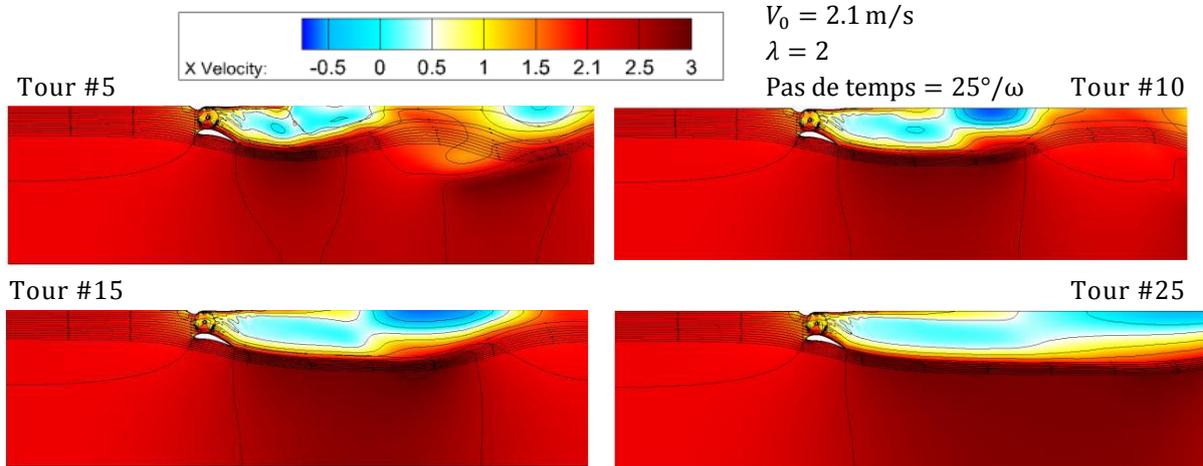


Figure 2-7. Modélisation 2D du champ de vitesse autour d'un convertisseur HARVEST placé au milieu d'un canal. Source : [Jaquier, 2011]

## 2.2.2 La modélisation haute-fidélité pour un parc

Nous venons de constater que, même pour une turbomachine isolée, une modélisation de type haute-fidélité - qui ne peut raisonnablement relever que d'une approche de type URANS - conduit à coût de calcul des simulations associées élevé. Dans le cas d'un parc de turbomachines le coût de calcul pour estimer la puissance d'un parc de  $n$  turbomachines est beaucoup plus grand que  $n$  fois le coût de calcul pour estimer la puissance d'une turbomachine isolée à cause des interactions hydrodynamiques et cela même à vitesse de rotation imposée pour toutes les machines.

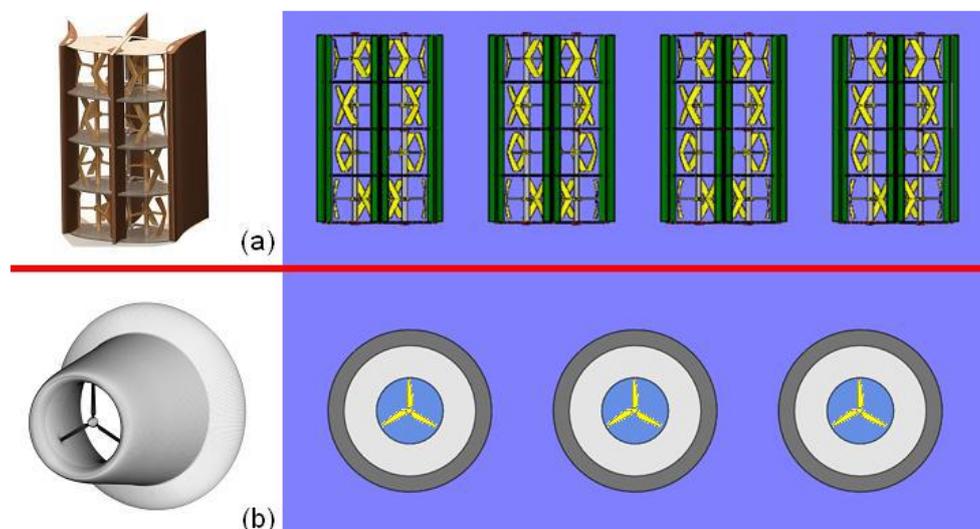
Si l'on veut maintenant connaître la puissance maximale, ne serait-ce que d'une rangée de  $n$  turbomachines, le coût de calcul devient encore beaucoup plus grand en raison du réglage de la vitesse de rotation des toutes les turbomachines de la rangée. Dans la pratique, la vitesse de rotation de chaque turbomachine est en effet réglée de sorte que chacune d'entre elles fonctionne systématiquement au point optimal de sa courbe de puissance. Cette vitesse optimale, également exprimée comme le paramètre d'avance  $\lambda^*$ , n'est pas connue à priori car elle dépend des conditions locales de l'écoulement. Par conséquent, évaluer correctement la puissance d'un parc de turbomachines nécessite une étude paramétrique sur la combinaison des valeurs  $\lambda$  pour toutes les turbomachines appartenant à la rangée. Dans le cas simple d'un parc composé de 5 convertisseurs HARVEST donc 10 rotors, une étude paramétrique limitée à 3 valeurs du paramètre d'avance  $\lambda$  pour chaque rotor exigerait  $3^{10} = 59049$  calculs du parc pour estimer la puissance de sortie en condition réelle d'opération (optimale) ! Estimer la puissance maximale d'une ferme d'hydroliennes peut prendre dans ces conditions plusieurs semaines, voire plusieurs mois de calculs, ce qui n'est pas compatible avec un calendrier raisonnable de déploiement d'un parc.

En conclusion, la simulation simultanée de plusieurs hydroliennes devient exorbitante actuellement par rapport aux ressources informatiques disponibles et il n'est pas raisonnable de chercher à modéliser l'écoulement dans un parc à travers des hydroliennes dont la géométrie complète reste précisément décrite. En conséquence, comme on s'intéresse principalement aux interactions hydrodynamiques dans le parc, il devient intéressant de diminuer la complexité du calcul de l'écoulement à travers chaque hydrolienne. Pour cela, la turbine de l'hydrolienne doit être remplacée par un modèle spécifique, qui crée le même effet sur l'écoulement que la turbine hydrolienne à géométrie complète mais pour un coût de simulation réduit.

Avant de passer en revue dans la section 2.3 qui suit les modèles simplifiés ou rapides proposés et utilisés dans la littérature, on récapitule quelques caractéristiques de la turbine HARVEST qui va donc constituer la « brique élémentaire » des parcs d'hydroliennes dont on souhaite pouvoir optimiser la structure par voie numérique. Ces caractéristiques sont mentionnées du point de vue de la turbine isolée et de la turbine insérée au sein d'un parc.

### 2.2.3 Caractéristiques de la turbine HARVEST

Comme mentionné au chapitre 1, la turbine HARVEST présente la particularité d'être munie d'un carénage qui assure donc un effet de confinement de l'écoulement. Quelques remarques méritent d'être formulées sur le confinement dans le contexte des parcs d'hydroliennes. Un confinement qui serait adapté à une HAWT serait de forme circulaire tandis qu'un confinement adapté à une VAWT, du moins des VAWTs (turbines en H, Gorlov ou HARVEST) dont les pales décrivent un cylindre, est un rectangle, que ces turbines soient carénées ou non. Or, il se trouve que la juxtaposition suivant une rangée d'hydroliennes dans un parc offre naturellement un tel confinement, donc a priori bénéfique pour de telles VAWT mais pas pour les HAWT. On peut en effet s'attendre à ce que la canalisation de l'écoulement entre les sections rectangulaires des tours jumelles des hydroliennes HARVEST qui correspond à la figure 2-8a soit a priori plus efficace que la canalisation entre les sections circulaires d'une rangée de turbines à flux axial carénées qui correspond à la figure 2-8b.



**Figure 2-8. (a) Canalisation de l'écoulement dans des sections rectangulaires séparant des tours HARVEST juxtaposées ; (b) Canalisation de l'écoulement entre les sections circulaires de turbines à flux axial carénées et juxtaposées**

Ces remarques qualitatives sont en accord avec les résultats disponibles dans la littérature : en ce qui concerne les interactions aérodynamiques, les VAWT et les HAWT manifestent des comportements complètement différents, pour des raisons qui tiennent à la différence des sillages s'ajoutant à celles qui viennent d'être évoquées. Dans les fermes à vent récentes, en raison de ces interactions entre turbines adjacentes, les HAWTs sont généralement espacées transversalement au vent de 3 à 5 diamètres de turbine et de 6 à 10 diamètres dans le sens du vent pour atteindre environ 90% de la puissance que chacune produirait si elle était isolée. En revanche, pour une ferme d'éoliennes VAWTs, les résultats d'une campagne expérimentale menée par Dabiri [2011] et Kinzel et al. [2012] ces dernières années ont montré que les interactions aérodynamiques pourraient être efficacement exploitées pour augmenter la puissance globale produite. Sur le plan numérique Feng et al. [2014] aboutissent aux mêmes conclusions. On peut aussi rappeler les approches de type URANS de Khalid et al. [2013] pour des hydroliennes et Giorgetti et al. [2015] limitées à des modèles bidimensionnels ; ces études évoquées dans la sous-section 1.3.3 pour des VAWTs jumelles relèvent d'une problématique proche dans la mesure où elles lient espacement optimal des VAWT et gain en performance.

Paramètres	Turbine HARVEST
Nombre de pales N	3
Profil	NACA0018
Epaisseur pale	33 mm
Corde c	183 mm
Solidité	1.1
Diamètre turbine D	1000 mm
Diamètre arbre d	60 mm

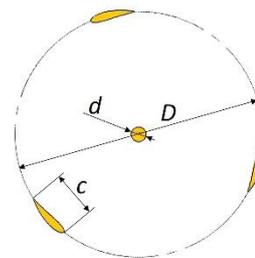


Tableau 2-1. Paramètres géométriques de la turbine à pales droites

Paramètre	Hydrolienne HARVEST
Profil carénage	Eppler 420
Corde carénage	2000 mm
Angle corde	20°
Angle de masquage	30°
Entrefer carénage	66 mm
Entrefer étrave	66 mm
Largeur turbomachine ( $L_T$ )	3971mm

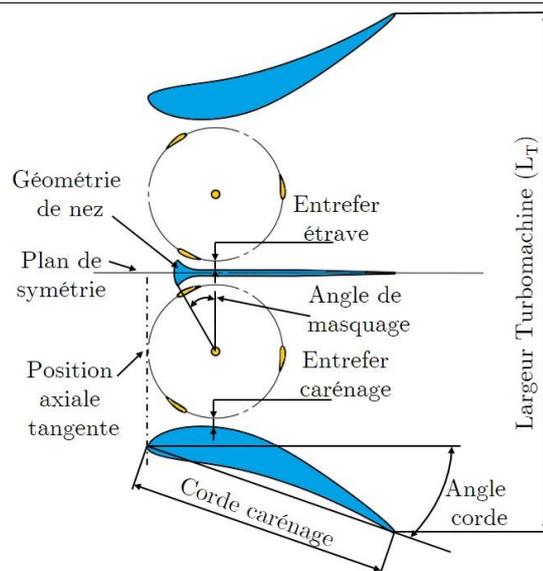


Tableau 2-2. Paramètres géométrique de la turbomachine HARVEST

Nous suivrons dans cette thèse une des hypothèses de modélisation propre aux VAWT de ces deux dernières études à savoir la bi-dimensionnalisation de la majorité des écoulements en jeu, que ce soit au niveau de la turbine élémentaire, au niveau de l'hydrolienne ou au niveau du parc d'hydroliennes. Une telle hypothèse a des limites qui ont été clairement soulignées dans la section 2.2.1 sur la modélisation haute-fidélité pour une seule machine, mais elle ne semble pas incompatible avec la recherche d'une architecture optimale. En tout état de cause elle permet d'aboutir, compte tenu des difficultés considérables que pose la modélisation d'un parc, à des résultats compatibles avec le cadre d'une thèse ; ces résultats pourront être affinés par des études 3D ultérieures et il est donc important que le type de modèle rapide qui va être choisi puisse être étendu en trois dimensions.

Pour ce qui concerne les hydroliennes HARVEST, qui intègrent des turbines munies de pales droites à corde constante, projetées sur le cercle de rotation, on peut estimer que de tels écoulements se développent dans une coupe transversale de cette machine et approchent d'autant plus la réalité que le nombre d'étages est important ; les effets d'extrémité de pales et l'influence des bras ne sont donc pas pris en compte (tableau 2-1). Par suite de l'omission des bras ce peut être des turbines HARVEST ou n'importe quelle turbine en H. Les tableaux 2-1 et 2-2 récapitulent les paramètres géométriques de l'hydrolienne HARVEST considérée dans cette étude.

## **2.3 Survol des différentes classes de modèles rapides**

Malgré la complexité du comportement hydrodynamique des turbines à axe vertical de type Darrieus, de nombreux modèles mathématiques rapides, appuyés sur des justifications théoriques diverses, ont été présentés pour la prédiction de la performance et la conception de ce type de turbomachines.

Les modèles les plus étudiés et validés dans la littérature peuvent être répartis en quatre classes : (i) Modèles à tubes de courant (ii) Modèles à cascade (iii) Modèles tourbillonnaires (iv) Modèles hybrides. Ces trois premières classes de modèles pour les VAWT vont être présentées dans cette section en insistant plus particulièrement sur les modèles (i) qui sont très utilisés. Les modèles hybrides (iv) seront également décrits avec plus de détail dans la section 2.4 suivante car le modèle qui sera développé dans cette thèse appartient à cette classe et il conviendra alors de justifier notre choix. Cette dernière classe regroupe en fait ce qui dans la littérature apparaît sous les termes de modèles à cylindre actif, à ligne active et à surface active. Cette terminologie traduit le fait que cette classe relève d'une part de la théorie dite de la Quantité de Mouvement d'un Élément de Pale (Blade Element Momentum, soit l'acronyme BEM en Anglais) comme la classe (i) des modèles de tubes de courant pour ce qui concerne la description des pales, mais d'autre part, pour ce qui concerne la description de l'écoulement à l'extérieur des pales, elle relève des approches locales c'est-à-dire utilisant des outils de haute-fidélité comme ceux décrits dans la section 2.2.1. La description de cet écoulement dans la classe (i) repose en revanche sur des bilans globaux de masse et quantité de mouvement comme cela va être montré.

### 2.3.1 Modèles à tubes de courant

Les modèles à tubes de courant les plus simples donnent accès au rendement et à la traînée en fonction de la vitesse débitante passant par la turbine [Templin, 1974], tandis que les modèles les plus élaborés estiment ces mêmes grandeurs en fonction de l'angle azimutal des pales [Wilson & Lissaman, 1974; Strickland, 1975; Read & Sharpe, 1980; Paraschivoiu, 1981; Paraschivoiu & Delclaux, 1983; Paraschivoiu, 2002; Gretton, 2009; Bedon et al., 2013]. En fait les divers modèles à tube de courant (Tube de courant simple, Multiples tubes de courant, Multiples tubes de courant en tandem) sont des déclinaisons de plus en plus complexes qui reposent toutes sur la combinaison de deux théories : la théorie de la quantité de mouvement de Froude-Rankine [1889,1865] et la théorie de l'élément de pale. Ces théories vont être rapidement présentées avant de passer en revue les variantes des modèles en question.

#### (i) Théorie de la quantité de mouvement

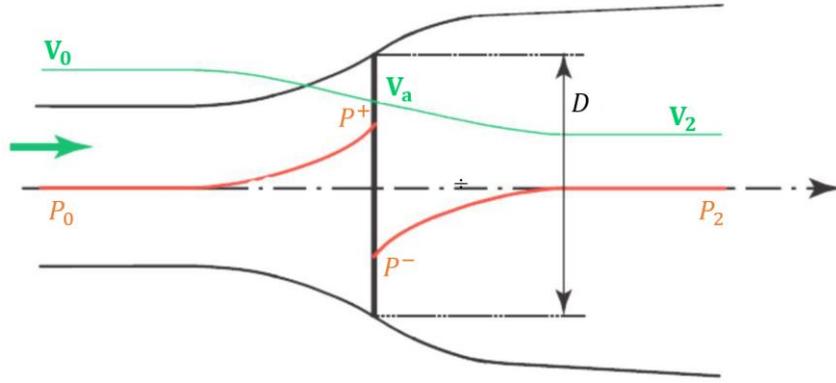
Afin d'évaluer la vitesse induite axiale, le rotor éolien est modélisé à l'aide de la théorie de Froude-Rankine, où le rotor est remplacé par un écran perméable, ou écran d'action, qui crée une discontinuité de pression uniforme à l'intérieur d'un tube de courant (figure 2-9) qui s'appuie sur cet écran. A noter que les premières applications concernèrent les HAWT et un disque fut naturellement choisi comme forme d'écran mais pour les VAWT il peut tout aussi bien être remplacé par un écran rectangulaire de largeur  $D$ , placé dans un plan diamétral de la turbine et perpendiculaire à l'écoulement, et ayant comme hauteur la hauteur de la turbine  $h$ . En fait, dans la terminologie classique des VAWT, le terme de disque d'action est conservé ce qui nous paraît ambigu ; nous ne le reprendrons pas ici. Plus généralement pour les VAWT l'écran peut être une tranche élémentaire  $\delta h$  de la turbine si l'on veut tenir compte des évolutions axiales soit de l'écoulement soit des caractéristiques géométriques de la turbine. On désignera par  $A_a = hD$  la section de l'écran qui est traversée par un débit massique  $\dot{m}$ . Dans la figure 2-9 les lignes courbes représentent les frontières du tube de courant qui s'épanouissent de l'amont vers l'aval et dont l'aire évolutive de la section transversale sera notée  $A$ . L'indice inférieur 0 représente les conditions à l'infini amont comme défini dans la section 1.2.1. L'indice inférieur  $a$  est relatif à l'écran où la vitesse se trouve diminuée par la présence de la turbine. Ce ralentissement est traduit par le facteur d'induction axial qui est le pourcentage de réduction de la vitesse à l'infini amont par rapport à cette « vitesse axiale de turbine ».

$$a = (V_0 - V_a)/V_0 \quad (2-1)$$

La vitesse moyenne  $V_a$  de l'écoulement au niveau de la turbine est donc :

$$V_a = (1 - a)V_0 \quad (2-2)$$

Enfin l'indice 2 représente la zone de sillage loin à l'aval dans la zone d'expansion du tube de courant qui s'est stabilisée mais où la vitesse dans le tube de courant ne s'est pas encore mélangée dans le courant non perturbé. En revanche on va supposer que la pression statique de part et d'autre de la frontière du tube de courant est la même et uniforme transversalement ; donc  $P_2 = P_0$ .



**Figure 2-9. Plan transversal d'un tube de courant unique s'appuyant sur un écran d'action schématisant une turbine VAWT de largeur  $D$  et de hauteur  $h$**

On va négliger les forces visqueuses en dehors de la plaque, supposer l'écoulement bidimensionnel suivant un plan transversal et invariable suivant la hauteur de la plaque, négliger les effets liés à la rotation dans le sillage. L'écoulement étant supposé permanent, le bilan global de masse sur le tube de courant pris comme un volume de contrôle entre la section d'entrée indiquée par 0 et la section de sortie indiquée par 2 donne :

$$\rho(AV)_0 = \rho(AV)_2 = \rho(AV)_a = \dot{m} \quad (2-3)$$

Appliquant un bilan global de quantité de mouvement linéaire sur le même volume de contrôle il est possible de trouver l'intensité de la poussée axiale  $F$  de l'écoulement sur la turbine.

$$F = \dot{m}(V_0 - V_2) \quad (2-4)$$

Par ailleurs la poussée axiale s'écrit directement :

$$F = A_a(P_a^+ - P_a^-) \quad (2-5)$$

Dans chaque partie du volume de contrôle précédent en amont de la plaque et en aval de la plaque aucun effort externe n'est exercé sur le courant si bien que dans chaque cas on peut écrire le théorème de Bernoulli. Donc, d'une part entre l'infini amont et l'entrée de l'écran on a :

$$\frac{1}{2}\rho V_0^2 + P_0 = \frac{1}{2}\rho V_a^2 + P_a^+ \quad (2-6)$$

D'autre part, entre la sortie de l'écran et l'infini aval :

$$\frac{1}{2}\rho V_2^2 + P_0 = \frac{1}{2}\rho V_a^2 + P_a^- \quad (2-7)$$

A l'aide des équations de Bernoulli, 2-6 et 2-7, la discontinuité de pression peut être exprimée comme :

$$(P_a^+ - P_a^-) = \frac{1}{2}\rho(V_0^2 - V_2^2) \quad (2-8)$$

En combinant (2-4), (2-5) et (2-8), on obtient :

$$V_2 = (1 - 2a)V_0 \quad (2-9)$$

Une nouvelle expression de la poussée  $F$  en fonction de  $V_0$  uniquement peut être alors obtenue :

$$F = 2\rho A_a(1 - a)aV_0^2 \quad (2-10)$$

La puissance  $P$  fournie par l'hydrolienne peut aussi être exprimée en fonction de  $V_0$ .

$$P = 2\rho(1 - a)^2 aV_0^3 A_a \quad (2-11)$$

Aussi, le coefficient de force axiale (poussée) est :

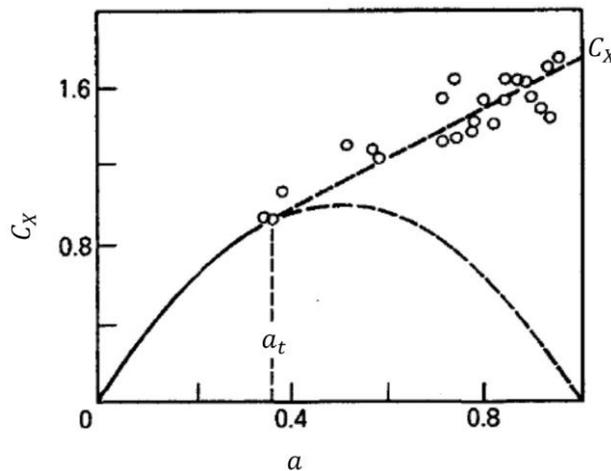
$$C_X = \frac{F}{\frac{1}{2}\rho V_0^2 A_a} = 4a(1 - a) \quad (2-12)$$

On sait depuis Glauert [1935] que pour des forts chargements, disons autour de  $a > 0.5$ , le sillage est le siège d'un comportement turbulent avec des recirculations. Différentes lois empiriques pour des  $a$  élevés ont été établies pour corriger le coefficient de poussée ( $C_X$ ), comme celle de Sharpe [1990], illustrée dans le graphique 2-10.

Cette modification de la loi par une ligne droite est plus réaliste que la courbe  $4a(1 - a)$ . Elle est donnée analytiquement dans la zone  $a_t < a < 1$ .

$$C_X = (C_{X1} - 4(\sqrt{C_{X1}} - 1)(1 - a)) \quad \text{où} \quad a_t = 1 - \frac{1}{2}\sqrt{C_{X1}} \quad (2-13)$$

avec  $C_{X1} = 1.816$ . Cette loi se rapproche du coefficient de frottement d'un disque solide perpendiculaire à l'écoulement.



**Figure 2-10. Modification empirique de la théorie de la quantité de mouvement pour tenir compte du fonctionnement à fort chargement d'une turbine**

Le coefficient de puissance est calculé en divisant la puissance de l'hydrolienne par la puissance disponible du courant.

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho A_a V_0^3} = 4a(1-a)^2 \quad (2-14)$$

Le coefficient de puissance maximum est donné suivant Betz [1920] en dérivant l'expression 2-14.

$$\frac{\partial C_p}{\partial a} = 4(1-a)(1-3a) \quad (2-15)$$

Le maximum de  $C_p$  correspond à l'annulation de sa dérivée, obtenue pour une valeur de  $a$  égal à  $1/3$  :

$$C_p = \frac{16}{27} = 0.593 \quad (2-16)$$

Cette limite est donc atteinte lorsque l'hydrolienne freine le courant d'un tiers de sa vitesse initiale à l'amont. Appelons  $A_0 = A_a V_a / V_0$  la section du flux incident amont qui travaille effectivement dans la turbine ; comme  $V_0 A_a$  est le flux incident qui intercepte géométriquement le maître couple de la turbine, on peut alors interpréter  $a$  comme la fraction du flux incident évitant la turbine. On constate donc que  $2/3$  du flux incident est au mieux utilisable et  $C_p$  dans ce cas correspond au maximum de puissance récupérable pour une hydrolienne placée dans un milieu infini. Et cela quelle que soit la manière dont la conception de la turbine arrive à réduire les pertes de charge : elle ne peut que se rapprocher de cette valeur.

Observons que dans le cas d'une hydrolienne placée dans un canal le coefficient de performance sera amélioré par le facteur de confinement  $\phi$ , qui est défini comme la proportion de la section transversale du canal occupée par les turbines. En effet le flux relatif évitant la turbine, qui est mesuré par  $a$ , sera d'autant plus freiné par les parois, et donc réduit, que  $\phi$  croît (d'où l'appellation anglaise de « blockage »). Lorsque, dans le chapitre 5, on placera des hydroliennes suivant une rangée on peut s'attendre à une telle augmentation du rendement. Toutefois la rangée étant d'une largeur finie un effet d'évitement affectera la rangée dans son ensemble et la valeur de la vitesse à travers les machines sera réduite.

Dans la réalité, pour une hydrolienne donnée,  $a$  est une inconnue qui lui est spécifique. Sa valeur sera déterminée en ajoutant une équation algébrique fournie par la théorie de l'élément de pale qui va être présentée.

#### (ii) Théorie de l'élément de pale

On vient de voir qu'une VAWT, reçoit un courant ralenti par l'extraction de l'énergie cinétique. Initialement la théorie de l'élément de pale ne prenait pas en compte cette réduction de vitesse induite par le rotor c.à.d. considérait  $a = 0$ . Par conséquent, elle ne donnait pas de résultats satisfaisants. La théorie de Glauert [1935] introduisit la vitesse induite lors du calcul des performances de la turbine, qui était alors une HAWT ; elle

apporta ainsi un progrès significatif pour modéliser l'écoulement à travers le rotor, en couplant le théorème de quantité de mouvement et la théorie de l'élément de pale.

Il convient de repartir de certaines équations de la section 1.2 qui fournissent les expressions de la vitesse relative, de l'angle d'attaque  $\alpha$  et des forces hydrodynamiques normales et tangentielles qui s'appliquent sur les pales, à chaque valeur de la position angulaire  $\theta$  de ces dernières. Dans toutes ces expressions il faut remplacer  $V_0$  par  $V_a$  et fournir explicitement toutes ces grandeurs en fonction de  $\theta$ .

La vitesse relative  $W_a$  s'écrit :

$$W_a = \sqrt{(V_a \sin \theta)^2 + (V_a \cos \theta + \omega R)^2} \quad (2-17)$$

Si on normalise la vitesse relative en utilisant la vitesse à l'infini amont, on obtient :

$$\frac{W_a}{V_0} = \sqrt{\left(\frac{V_a}{V_0} \sin \theta\right)^2 + \left(\frac{V_a}{V_0} \cos \theta + \frac{\omega R}{V_0}\right)^2} \quad (2-18)$$

En se référant à (2-2), l'équation 2-18 peut être réécrite comme :

$$\frac{W_a}{V_0} = \sqrt{((1-a)\sin\theta)^2 + ((1-a)\cos\theta + \lambda)^2} \quad (2-19)$$

où  $a$  est le facteur d'induction et  $\lambda$  le paramètre d'avance de la turbine.

En se référant à la figure 1-12 et en substituant le vecteur  $V_0$  de cette figure par  $V_a$ , l'angle d'attaque peut être exprimé sous la forme :

$$\tan \alpha = \frac{V_a \sin \theta}{V_a \cos \theta + \omega R} \quad (2-20)$$

En normalisant l'équation on obtient :

$$\tan \alpha = \frac{\frac{V_a}{V_0} \sin \theta}{\frac{V_a}{V_0} \cos \theta + \frac{\omega R}{V_0}} \quad (2-21)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{(1-a)\sin\theta}{(1-a)\cos\theta + \lambda}\right) \quad (2-22)$$

L'inversion des relations (1-13) permet d'écrire

$$C_T = -C_D \cos \alpha + C_L \sin \alpha \quad (2-23)$$

$$C_N = -C_D \sin \alpha - C_L \cos \alpha \quad (2-24)$$

où  $C_L$  et  $C_D$  sont corrélés expérimentalement en fonction de l'angle d'incidence  $\alpha$ . Donc,  $C_N$  et  $C_T$  sont uniquement fonction de  $\alpha$  et par suite de  $\theta$  à l'aide de (2-22).

Par ailleurs la relation 1-3 donne  $F_X$  en fonction de  $F_N$  et de  $F_T$  et par conséquent :

$$F_X = \frac{1}{2} \rho W_a^2 (hc) (-C_T \cos \theta - C_N \sin \theta) \quad (2-25)$$

où  $C_N$  et  $C_T$  peuvent être considérés comme des fonctions de  $\theta$  comme indiqué précédemment. Ici,  $h$  est la hauteur de la pale et  $c$  la longueur de la corde.

Le couple instantané  $C$  d'une seule pale à une position angulaire  $\theta$  est :

$$C = \frac{1}{2} \rho W_a^2 (hc) C_T R \quad (2-26)$$

Pour une turbine à  $N$  pales une expression de la poussée  $F$  globale moyenne en fonction de  $V_0$  (donnée) et de  $a$  (inconnue) peut être alors obtenue :

$$F = \frac{N}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_X(\theta) d\theta \quad (2-27)$$

Le rapprochement de cette expression de la force de poussée issue de la théorie de l'élément de pale avec la force de poussée (2-10) issue de la théorie de la quantité de mouvement permet de trouver  $a$  par des procédures généralement itératives.

(iii) Tube de courant simple (Single Stream Tube soit l'acronyme SST en anglais)

Les deux théories qui viennent d'être présentées fournissent des expressions de la poussée globale qui sont toutes les deux fonctions de  $a$ . La résolution de l'équation résultant de l'égalité de ces deux expressions est effectuée par itérations successives ; elle permet de calculer dans un premier temps le facteur d'induction  $a$  et ensuite toutes les autres grandeurs d'intérêt, comme la puissance absorbée par le système.

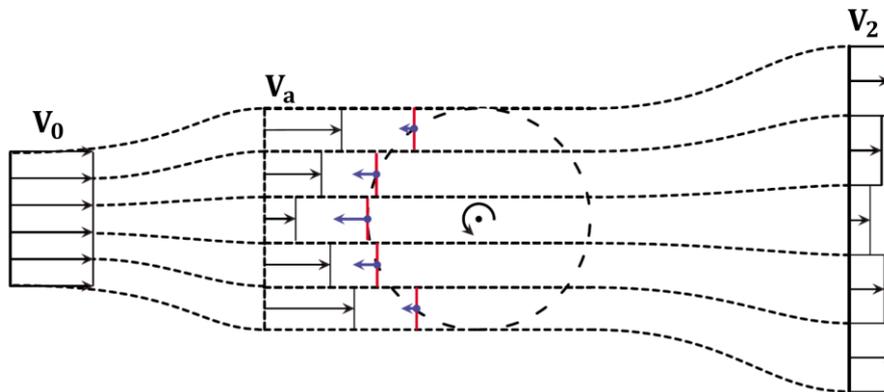
Une telle méthode dite « modèle de tube de courant simple » fut proposée en 1974 par Templin ; elle reste la méthode de prédiction la plus simple pour le calcul de la performance hydrodynamique des hydroliennes de type Darrieus [Templin, 1974]. Cette méthode prend donc en compte le ralentissement de vitesse dû à l'extraction de l'énergie cinétique du courant. Notons qu'il est possible, comme signalé plus haut, de tenir compte d'éventuelles évolutions du diamètre des pales de la turbine comme celles d'une turbine troposkienne ; il faut couper en tranches élémentaire la turbine suivant son axe en supposant les écoulements bidimensionnels et intégrer suivant la hauteur les contributions de chaque tranche.

Une variante de cette méthode à tube de courant simple consiste à distinguer les régions du demi disque amont et aval du cercle de rotation et à leur affecter à chacune un écran perméable avec un tube de courant propre s'appuyant sur ces écrans [Lapin, 1975; Newman, 1983].

Ce modèle ne dispose toutefois pas d'une bonne prédiction de la performance de la turbine, qui est surestimée [Batista et al., 2012]. Cela résulte de toutes les hypothèses retenues et notamment d'une vitesse  $V_a$  de l'écoulement uniforme au niveau de la turbine ainsi que d'une absence de prise en compte des interactions pale/sillage au sein même de la zone balayée par la turbine.

(iv) Multiple tubes de courant (Multiple Stream Tube soit l'acronyme MST en anglais)

Le modèle de tubes de courant multiples, développé par Wilson & Lissaman [1974] et Strickland [1975], est une variante du modèle de tube de courant simple, où le tube de courant est divisé en plusieurs tubes de courant adjacents et parallèles qui sont indépendants les uns des autres et ont leur propre sillage et vitesse induite non-perturbé (figure 2-11). Dans ce modèle, la vitesse peut varier avec l'angle d'azimut en raison de la multiplicité des tubes de courant, mais ces tubes de courant interceptent une seule fois le cylindre d'action. Ce modèle considère l'écoulement non visqueux et incompressible pour le calcul de la vitesse induite le long du tube de courant. En conséquence, seule la force de portance apparaît dans le calcul de la vitesse induite de l'écoulement.



**Figure 2-11. Plan transversal de multiples tubes de courant s'appuyant sur une série de bandes d'action jointives schématisant une turbine VAWT. Source : [McIntosh et al., 2009]**

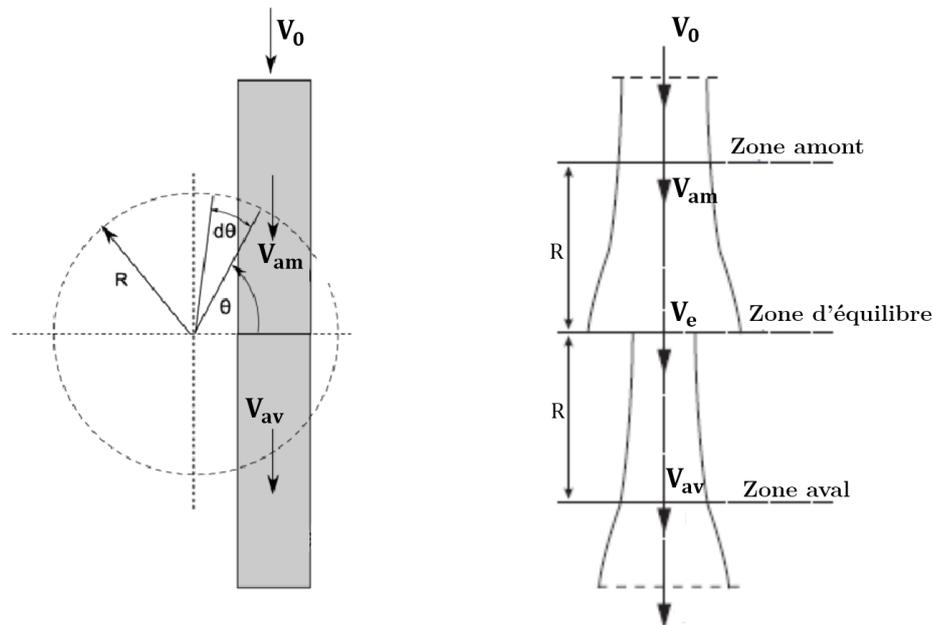
Les théories des éléments de pale et de la quantité de mouvement sont ensuite utilisées pour chaque tube de courant afin de déterminer les valeurs de leurs coefficients d'induction propre. Dans ce modèle, le facteur d'induction et donc la vitesse au niveau de la turbine peut varier avec l'angle d'azimut en raison de la multiplicité des tubes de courant. Pour illustrer la démarche traitons l'apport de la dernière théorie. Le point de départ est le même que précédemment : elle s'appuie sur la force de poussée locale instantanée  $F_x$  qui est donnée par (2-25). Ensuite comme chaque pale passe uniquement  $\Delta\theta/\pi$  % de son temps dans le tube de courant considéré, la force moyenne qui s'exerce sur l'écran associé à ce tube de courant est  $N F_x [\Delta\theta/\pi]$ .

Des calculs itératifs délicats, particulièrement pour les valeurs élevées de  $a$  (forte solidité) sont à conduire pour tous les tubes. Notons que dans Wilson & Lissaman [1974] seule la force de portance sur les pales est prise en compte, rendant ainsi les calculs plus rapides mais les résultats moins satisfaisants par rapport aux expériences. Le modèle MST a connu beaucoup de développements [McIntosh et al., 2009]. Cependant, la même faiblesse qui a été évoquée ci-dessus pour le modèle SST persiste, à savoir l'absence de prise en compte des interactions pale/sillage au sein même de la zone balayée par la turbine ; la puissance produite est toujours surestimée.

(v) Double multiples tubes de courant (Double-Multiple Stream Tube soit l'acronyme DMST en anglais)

Le modèle double multiples tubes de courant introduit par Paraschivoiu [1981] est une variation du modèle de multiples tubes de courant, qui distingue les deux traversées ou passages du courant dans le demi disque amont et dans le demi disque aval parcouru par

les pales, chaque tube de courant est ainsi divisé en une moitié amont et une moitié aval connectées par un plan médian dit d'« équilibre » comme le montre la figure 2-12b. Chaque tube de courant intercepte ainsi deux fois la trajectoire des pales suivant deux bandes d'action (d'épaisseur éventuellement élémentaire) fonctionnant en tandem, l'une dans la partie aval, l'autre dans la partie amont, comme l'avait proposé Lapin [1975] pour le modèle SST.

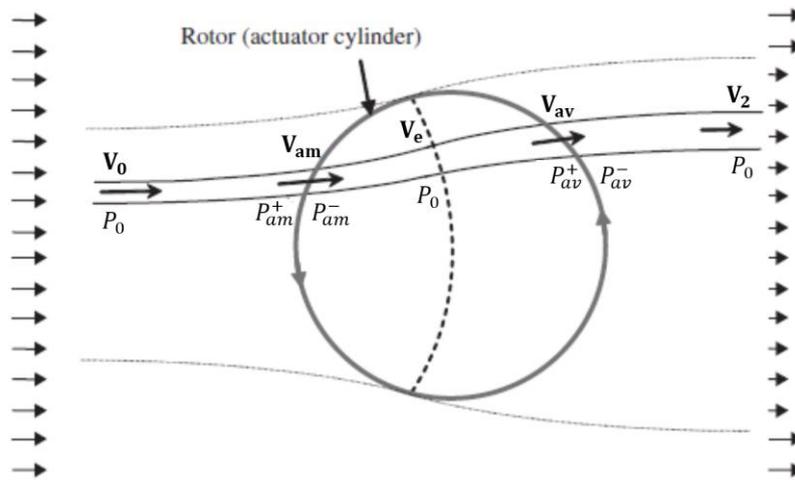


**Figure 2-12. Plan transversal montrant un tube de courant particulier avec ses bandes d'action, la vitesse induite à l'amont ( $V_{am}$ ), la vitesse à l'équilibre ( $V_e$ ) et la vitesse induite à l'aval ( $V_{av}$ ). Source : [Lai, 2015]**

A la suite de la traversée dans la bande d'action amont, le sillage est supposé pleinement établi, dans un plan médian dit d'équilibre au sein de la turbine, avant d'aborder la bande d'action aval. Cette dernière est donc soumise à une sorte d'écoulement libre réduit qui donne lieu après traversée de cette bande aval à un autre sillage.

Dans sa version la plus élaborée donnée en 1983 [Paraschivoiu & Delclaux, 1983], l'approche DMST vise à déterminer simultanément les coefficients d'induction amont et aval pour chaque tube de courant. Ainsi comme dans les méthodes précédentes, elle couple pour un tube donné la théorie de la quantité de mouvement avec celle de la théorie des pales au niveau de chaque bande d'action aval et amont, mais en respectant pour chaque bande le nombre de Reynolds et l'angle d'incidence spécifique. Ces deux facteurs d'induction sont très différents et se distinguent de manière croissante avec le paramètre d'avance. Par ailleurs les charges hydrodynamiques sont plus fortes à l'amont qu'à l'aval.

Le modèle DMST de Read & Sharpe [1980] diffère de celui de Paraschivoiu [1981] car il permet l'expansion des tubes de courant. Cette expansion est calculée à partir de la conservation de la masse qui prend en compte le ralentissement de l'écoulement à la traversée de chacune des bandes d'action. La largeur à l'amont et à l'aval du tube de courant augmente à la traversée même de la turbine. Cette caractéristique est plus satisfaisante sur le plan de la physique bien qu'en fait dans la réalité les lignes de courant soient très distordues mais elle rend les calculs plus complexes.



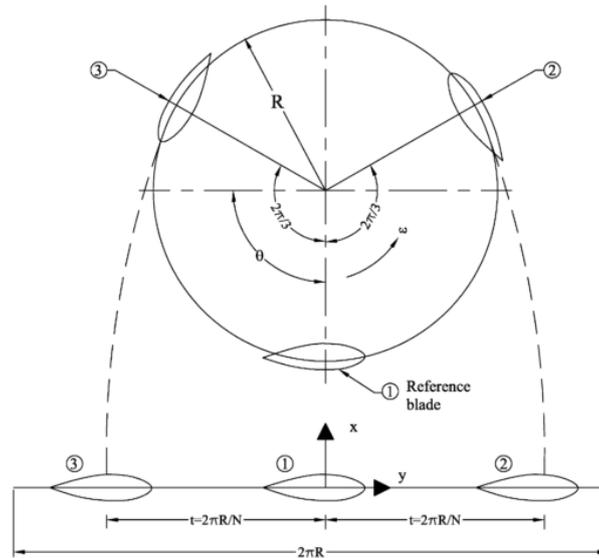
**Figure 2-13. Plan transversal de multiples tubes de courant en expansion à la traversée d'une turbine VAWT. Source : [Sharpe, 1990]**

Des modèles ultérieurs de l'école de Paraschivoiu rappelés dans Paraschivoiu [2002] prennent aussi en compte ces effets d'expansion des tubes de courant. A noter que dès 1983, Paraschivoiu et al. [1983] s'attachèrent à prendre aussi en compte maints autres effets secondaires comme la forme des pales, la nature des profils, l'arbre tournant qui maintient les pales, la présence des bras, la turbulence du vent incident etc... Un effort particulier fut accordé par son école à la prise en compte des effets centraux du décrochage aux faibles paramètres d'avance [Tchon, 1993].

### 2.3.2 Modèles à cascade

La théorie des cascades d'aubes ou plus souvent désignés dans les pays francophones de grille d'aubes, est une théorie largement utilisée pour les turbomachines à flux axial ou à flux radial. Considérons ici le premier type de turbomachines. Les écoulements suivant la direction radiale des pales ou des aubes sont négligés et le modèle se borne à décrire l'écoulement supposé uniquement bidimensionnel autour des profils pour un rayon donné : cet écoulement se développe alors suivant un cylindre concentrique avec l'axe de la turbine et dont la surface courbe coupe les aubes. Le modèle de la cascade d'aubes consiste à fendre axialement puis à dérouler cette surface cylindrique suivant un plan ; les profils des aubes coupées par le cylindre sont alors disposés suivant une ligne droite décrite sur le plan, avec les cordes des profils parallèles et placés à intervalles régulier. C'est cet arrangement qui correspond à une sorte de déroulement de la configuration circulaire initiale des profils suivant un segment qui est appelé cascade ou grille. Ce modèle permet de faciliter expérimentalement l'accès à l'écoulement dans le canal inter-aube. Comme cette méthode est une simplification, certains éléments ne sont pas pris en compte lors de son utilisation. Parmi ceux-ci, on trouve entre autres l'effet de rotation du passage hydraulique.

Le modèle Cascade a été proposé par Hirsch & Mandal [1987] pour appliquer les principes de la cascade à l'analyse des VAWTs. La configuration de révolution initiale est un peu différente : elle correspond à l'intersection des pales par un plan perpendiculaire à l'axe de rotation. Les profils qui résultent de cette coupure sont placés sur le chemin circulaire que décrit l'ensemble des pales comme le montre la figure 2-14. Puis ce chemin est coupé et déroulé suivant une ligne droite. Les points quarts de corde de deux profils successifs sont séparés par la longueur d'arc  $t = 2\pi R/N$ .



**Figure 2-14. Développement des pales dans une configuration en cascade**

Une des pales indiquée par 1 dans la figure 2-14 et placée à une position angulaire  $\theta$  est supposé être la pale de référence.

De la même façon que pour la méthode DMST, dans ce modèle, qui est décrit dans Dai et al. [2011], les paramètres hydrodynamiques de chaque élément de la pale sont obtenus de façon indépendante, pour la moitié du rotor se trouvant en amont et en aval du fluide compte tenu du nombre de Reynolds et de l'angle d'attaque local.

L'analyse du passage dans le demi-disque amont est tout d'abord considérée. Pour un tube de courant donné, une estimation initiale de la vitesse d'induction amont permet, pour commencer un processus itératif, de calculer la vitesse locale relative du fluide incident et l'angle d'attaque  $\alpha$  puis les forces de portance et de traînée à partir des coefficients  $C_L$  et  $C_D$  établis expérimentalement. Ensuite, la turbomachine est développée dans une configuration en cascade (figure 2-14.). La cascade est considérée dans un plan perpendiculaire à l'axe de la turbine. A partir de paramètres hydrodynamiques de l'écoulement sur les pales 2 et 3 identiques à ceux de la pale de référence 1 le modèle corrige la vitesse relative locale et l'angle d'attaque de ces deux pales à cause de la présence de cette pale 1 via des effets de circulation  $\Gamma$  induits par cette pale. La chute de pression entre le début et la fin de la cascade est ensuite calculée par l'équation de Bernoulli à partir de ces vitesses relatives locales ; une vitesse d'équilibre dans la zone médiane peut alors être estimée. Cette valeur de la vitesse d'équilibre permet de remonter à la vitesse induite pour le disque amont via une corrélation semi empirique fournissant le coefficient d'induction amont qui tient compte de la solidité de la machine.

$$\frac{V_{am}}{V_0} = \left(\frac{V_e}{V_0}\right)^k \quad (2-28)$$

avec  $k = (0.425 + 0.0332 S)$ , corrélation proposée par Hirsch & Mandal [1987].

La valeur de la vitesse induite  $V_{am}$  est itérée jusqu'à ce qu'une valeur limite moyenne pour tous les tubes de courant soit obtenue. D'abord en terminant le passage amont puis en entreprenant le passage aval, ce processus se poursuit pendant une révolution complète

de la pale de référence avec un pas égal à  $d\theta$  avec le coefficient d'induction aval fourni par la corrélation :

$$\frac{V_{av}}{V_0} = \left(\frac{V_2}{V_0}\right)^k \quad (2-29)$$

L'ensemble des solutions amont et aval permet de calculer l'ensemble des performances de la machine.

Bien que ce modèle nécessite plus de temps de calcul que les modèles de tubes de courants, il traduit bien les effets d'interactions entre pales ainsi que les effets de solidité : il ne souffre pas de problèmes de convergence à solidités élevées ni à paramètres d'avance élevés. Une amélioration par rapport au modèle présenté par Hirsch & Mandal [1987] a été proposée par Mandal & Burton [1994] pour inclure le décrochage dynamique et la courbure de l'écoulement. Concernant ce dernier point il est en effet connu qu'un profil aérodynamique tournant autour d'un axe subit à la fois un mouvement de rotation autour de son foyer qui induit une variation de l'angle d'incidence tout au long de la corde ainsi qu'un mouvement de translation perpendiculaire à l'écoulement incident. Ces modifications ont permis au modèle de mieux représenter les caractéristiques d'écoulement et la charge hydrodynamique rencontrées par une hydrolienne à axe vertical dans la réalité, en fournissant des prévisions des efforts locaux sur les pales et de la puissance produite en meilleur accord avec des données expérimentales [Borg et al., 2014] au moins à faible solidité. Les valeurs des vitesses de sillage calculées après ces modifications deviennent comparables à celles d'un complexe modèle tourbillonnaire [Islam et al., 2008].

### 2.3.3 Modèles tourbillonnaires

Un traitement plus précis des sillages issus des VAWTs requiert une méthode qui s'attache à décrire la création des tourbillons par les pales suivie de leur évolution ultérieure : détachement et convection dans le sillage. Les modèles fondés sur la **théorie tourbillonnaire** (appelés aussi modèles tourbillonnaires ou « vortex model » en anglais) qui se sont développés pour décrire une vaste gamme de problèmes aérodynamiques [Erickson, 1990] ont ainsi été appliqués aux interactions entre le rotor et le sillage des éoliennes en général. Ils s'appuient sur une hypothèse d'écoulements à potentiel de vitesse avec toute la vorticité concentrée au sein de filaments tourbillonnaires [Leishman, 2002].

#### (i) Principes

Dans ces modèles l'écoulement à travers le rotor est donc remplacé par un écoulement à travers un système équivalent de filaments tourbillonnaires. Ce système comporte tout d'abord des tourbillons attachés, chaque pale étant représentée par un ou plusieurs de ces filaments, dits de substitution, répartis sur leur surface de cambrure et tournant ainsi à la même vitesse angulaire que le rotor. Ces filaments créent une portance équivalente aux pales et sont aussi appelés pour cela, lignes de portance ; dans le cas où un seul tourbillon est choisi il correspond à la ligne portante bien connue de la théorie de Prandtl. Or, comme la portance et donc la circulation autour d'une pale varie au cours de sa révolution, des nappes tourbillonnaires sont engendrées et emportées dans le sillage de manière à

satisfaire le théorème de Kelvin qui établit qu'au sein d'un circuit fermé la variation temporelle de la circulation est nulle.

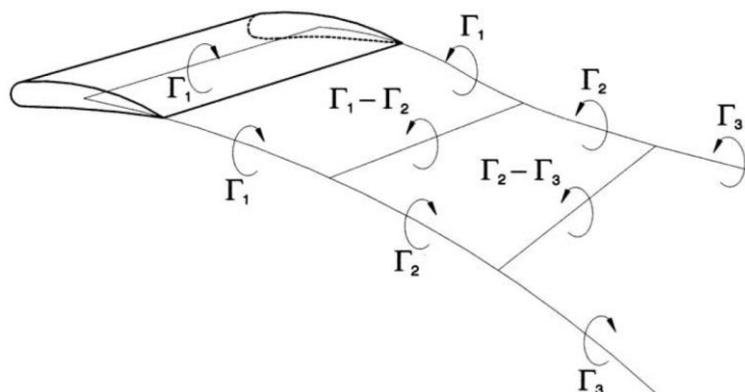
$$\frac{D\Gamma}{Dt} = 0 \quad (2-30)$$

Pour chaque pale, les méthodes tourbillonnaires s'emploient à discrétiser ces nappes en filaments dans le sens de l'envergure, lâchés à des intervalles de temps réguliers et arbitraires, et à en suivre la trajectoire lors de leur convection aval ainsi que l'évolution de leur intensité. Pour cela un système fermé d'équations qui gère ces inconnues doit être établi. D'après le théorème de Kelvin, l'intensité du filament dans le sens de l'envergure lâché pour chaque pale est égale à la variation dans l'intervalle de temps de la circulation de la ou des ligne(s) de portance associé(es) à cette pale.

$$\Gamma_{la}(t) \approx \Gamma_{at}(t) - \Gamma_{at}(t - \Delta t) \quad (2-31)$$

De nombreuses méthodes, dont les principales seulement seront évoquées dans la sous-section suivante, ont été développées au fil du temps, apportant une précision accrue par complexification des modèles initiaux. Sans entrer dans le détail de toutes ces méthodes, il est utile de dire quelques mots de l'approche majeure de Strickland et al. [1979] comportant une seule ligne portante placée au foyer du profil, qui introduisit les tourbillons d'extrémité de pale ou marginaux. Ces tourbillons induisent une traînée de bout de pale et une diminution de la portance et on a vu dans le chapitre 1 que pour les turbines HARVEST, cet effet est partiellement corrigé par plusieurs remèdes, comme par un épaississement de bout de pale et le confinement axial des turbines. Mais pour des turbines classiques, cet effet est à prendre en compte.

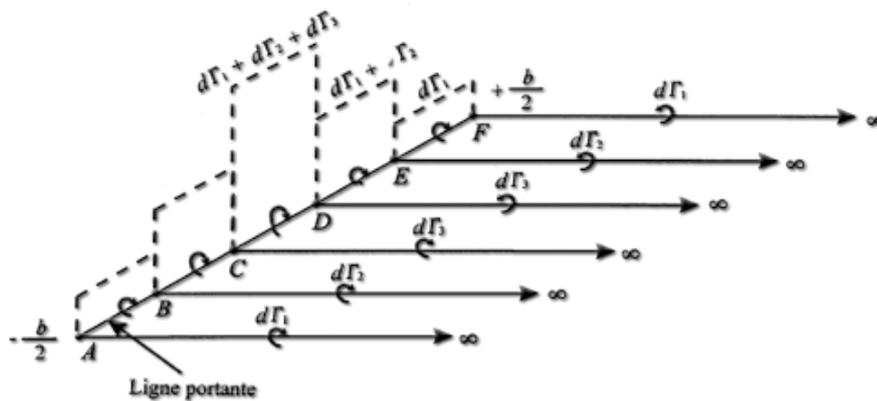
Comme le montre la figure 2-15, l'intensité de chacun de ces segments de tourbillons marginaux pour une pale d'envergure finie est égale, à l'instant  $t$ , à l'intensité du segment de la ligne portante  $\Gamma_1$  d'après le théorème de Helmholtz. Au pas de temps précédent,  $\Gamma_2$  est l'intensité du segment de la ligne portante alors que  $\Gamma_1 - \Gamma_2$  est l'intensité de segment du filament lâché dans le sens de l'envergure et ainsi de suite...



**Figure 2-15. Lignes tourbillonnaires pour un élément de pale du modèle proposé par Strickland et al. [1979]**

En fait cette vision doit être modifiée à cause précisément de l'envergure finie de la pale car les écoulements sur l'extrados convergent vers le plan de symétrie alors que sur

l'intrados ils divergent vers les bouts de pales. Leur rencontre donne naissance, tout le long du bord de fuite, à une nappe de tourbillons appelés tourbillons libres ; cette nappe doit être de la même façon discrétisée comme peut l'être une aile classique dans l'approche de Prandtl dans la figure 2-16. Chaque pale se trouve donc divisée suivant son envergure en intervalles appelés éléments de pales, représentés par des segments de lignes portantes. A la jointure de deux éléments contigus sont lâchés à chaque pas de temps des segments de filaments de tourbillons libres avec une intensité qui est la différence des intensités des dits éléments contigus. On inclura dans la suite par souci de simplicité les filaments marginaux dans la dénomination de filament libre.



**Figure 2-16. Pale d'un rotor représenté par des éléments d'une ligne portante avec de filaments de tourbillons libres selon la théorie de Prandtl**

Le sillage apparaît donc comme une surface où s'entrecroisent ces filaments de tourbillons libres d'une part et les filaments dans le sens de l'envergure lâchés par chaque pale à chaque intervalle de temps d'autre part. Les points à l'intersection de ces filaments sont indicés par le pas de temps d'émission des filaments du premier type et par la position par rapport à la distance du plan de symétrie des seconds filaments du second type. Ils ont leur propre évolution spatio-temporelle et peuvent donc traduire la déformation du sillage.

La vitesse incidente  $V_{tot}$  sur une pale est la somme de la vitesse à l'infini amont  $V_0$  à laquelle il convient d'ajouter toutes les vitesses induites en ce point par les segments de filaments attachés, libres et dans le sens de l'envergure de toutes les pales ; ces vitesses induites modifient ainsi les caractéristiques locales de l'écoulement vu par un profil donné. Les vitesses tourbillonnaires induites sont déterminées par la loi de Biot-Savart qui exprime ces vitesses en fonction des intensités de tous les segments de filaments ; sont ainsi prises en compte les configurations spatiales : position et orientation (droite ou inclinée) des pales.

On aura remarqué plus haut que l'intensité de tous les segments de filaments qui sont lâchés peut être reliée aux intensités des divers éléments de la ligne de portance mais que ces dernières restent inconnues. Or, l'intensité d'un élément de cette ligne, de longueur  $h$ , dépend de sa vitesse relative  $V_{rel}$  et de la force de portance d'après la loi de Kutta - Joukowski :

$$F_L = h\rho V_{rel}\Gamma_{at} \quad (2-32)$$

Par ailleurs, la force de portance élémentaire s'obtient à partir des lois de coefficient de portance des profils :

$$F_L = \frac{1}{2} C_L \rho c h V_{rel}^2 \quad (2-33)$$

Si bien que la valeur de l'intensité de l'élément de la ligne de portance  $\Gamma_{at}$  s'obtient en combinant ces deux dernières équations :

$$\Gamma_{at} = \frac{1}{2} C_L c V_{rel} \quad (2-34)$$

En fait si l'axe de la pale n'est pas perpendiculaire à  $V_{rel}$  (pales hélicoïdales) des modifications de cette relation peuvent être trouvées dans Niblick [2012]. Cette vitesse  $V_{rel}$  s'écrit classiquement sous forme vectorielle  $V_{tot} - \omega \times R$ . Le calcul de ce champ de vitesse à proximité des pales de la turbine permet notamment d'estimer la perte de charge dans la turbine. En général, les tourbillons contribuent à un déficit de vitesse dans le sillage de la turbine.

Les inconnues du modèle sont les intensités des éléments des lignes de portance, les coefficients de portance et leur vitesse relative (dans le plan de la pale). Pour chaque intervalle de temps, et chaque élément de pale, le modèle numérique est résolu par itération. On aura remarqué que la pression n'apparaît pas explicitement dans les différentes équations du modèle pour calculer le champ de vitesse [Paraschivoiu, 1982].

#### (ii) Quelques approches

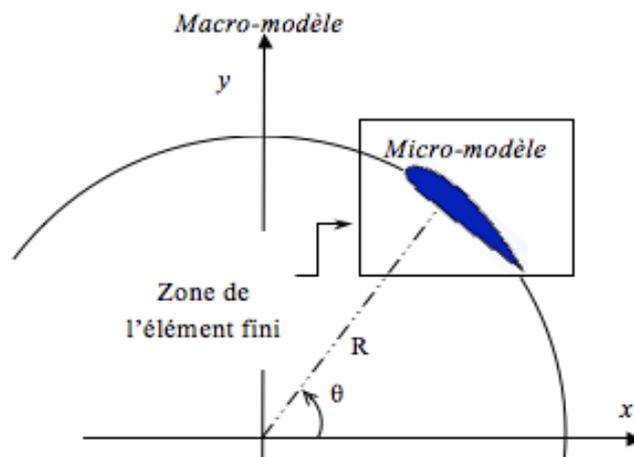
Une approche bidimensionnelle appelée modèle de sillage tourbillonnaire à sillage prescrit fut initiée par Larsen [1975] pour une turbine de type cyclogiro, puis développée par Holme [1976], étendue par Fanucci & Walters [1976] et enfin par Wilson [1980]. Des hypothèses restrictives sont communes à presque toutes ces études initiales. Compte tenu de la bi-dimensionnalité du modèle, les filaments tourbillonnaires produits restent rectilignes et convectés à la vitesse du fluide où ils ont été émis ; le modèle est plutôt applicable à des turbines à pales droites de faible rapport d'aspect (diamètre/hauteur). Le fonctionnement de ces turbines est limité à de forts paramètres d'avance, induisant des angles d'incidence faible et permettant d'ignorer le décrochage. Enfin les cordes étant faibles il en est de même des chargements aérodynamiques qu'elles subissent.

En fait, les filaments tourbillonnaires produits, loin de rester rectilignes, sont distordus de multiples manières ; ils peuvent en outre subir étirements et rotations. En particulier, les tourbillons d'extrémité de pale, que les modèles précédents ignorent, sont responsables d'effets 3D. Le premier modèle 3D, qui vient d'être décrit, fut l'œuvre de Strickland et al. [1979] qui introduisirent en outre un décrochage statique. Les valeurs calculées concernant les forces instantanées exercées sur les pales, ainsi que le sillage proche se révélèrent en accord modéré avec les expériences disponibles. Strickland et al. [1981] améliorèrent ce premier modèle en incluant des effets transitoires absents du modèle précédent, comme un décrochage dynamique, et des effets de masse ajoutée pour obtenir un bien meilleur accord. Ce dernier modèle fut ensuite implémenté dans un code VDART3 au sein des laboratoires SANDIA. Il a progressivement inclus des effets de changement de

pas de pale, de traînées de bras de soutien etc... et se trouve largement utilisé aujourd'hui sous le nom de CACTUS (Code for Axial and Cross-flow Turbine Simulation).

Les effets dus à la courbure de la trajectoire d'une pale sur les efforts qu'elle subit furent pris en compte par Cardona [1984] qui modifia de plus le modèle de décrochage. Par conséquent les polaires classiques qui fournissent les forces en régime permanent ne sont qu'approchées et les performances de la turbine se trouvent altérées [Zervos & Roucoux, 1988]. Vandenberghe & Dick [1987] introduisirent une approche multigrille pour diminuer le temps de calcul. Une optimisation paramétrique d'une VAWT à pas variable fut conduite.

Ponta & Jacovkis [2001] ont proposé d'appliquer un modèle tourbillonnaire avec une analyse par éléments finis (FEVDTM) à une machine de type Darrieus. Le modèle avec tourbillons lâchés agit comme un macro-modèle, les résultats obtenus par celui-ci étant utilisés pour déterminer les conditions aux limites à la frontière d'une zone d'application d'un micro-modèle (figure 2-17). Les lignes tourbillonnaires sont déterminées en intégrant le champ de vitesse de l'écoulement obtenu à partir des éléments finis. La répartition de pression sur la surface de la pale est calculée en intégrant l'équation de la conservation de la quantité de mouvement. A l'aide des champs de vitesse et de pression, une méthode de type couche limite est mise en œuvre pour construire le champ des contraintes visqueuses sur la surface de la pale. Les forces instantanées sont calculées en intégrant la distribution de pression et les contraintes visqueuses. Cette méthode a l'avantage de ne pas utiliser de données empiriques. De plus, des informations sur la courbure des lignes de courant sont récupérées. Notons que cette méthode peut fournir des données instantanées qui peuvent être utilisées pour détecter l'apparition du décrochage dynamique sans pour autant procéder à la simulation de celui-ci.



**Figure 2-17. Couplage d'un macro modèle tourbillonnaire avec un micromodèle du modèle FEVDTM. Source : [Ponta & Jacovkis, 2001]**

Dans le domaine des modèles tourbillonnaires appliqués aux VAWTs, les modèles d'éléments aux frontières sont plus récents ; ils s'appuient sur des méthodes utilisées par ailleurs dans des contextes très différents [Erickson, 1990] où elles sont connues comme Boundary Element Methods (BEM) ou Panel Methods ; dans les pays francophones, elles s'appellent Méthodes des Singularités ou encore Méthode des Intégrales de Frontières. Ces modèles respectent la géométrie des pales, en les représentant par un ensemble de facettes sur lesquelles les inconnues de l'écoulement sont évaluées. Elles ont donc l'avantage de

pouvoir simuler le comportement de profils quelconques sans avoir à recourir à des données expérimentales de profils, tout en demeurant plus rapides que les modèles haute-fidélité.

Pour la modélisation hydrodynamique d'une turbine à axe vertical à pale droites et à pas variable Wang et al. [2007] ont utilisé un modèle tourbillonnaire avec écoulement à potentiel des vitesses (Vortex Panel Method 2D). Dans le modèle VPM2D des éléments de tourbillons discrets sont répartis le long du contour de la section de la pale et le long de la ligne de cambrure ; un modèle de sillage est établi par la distribution de tourbillons concentrés discrets sur les lignes d'oscillation du sillage. Ce modèle a été utilisé pour la prédiction des coefficients adimensionnels des forces tangentielles et normales ainsi que pour la prédiction des tourbillons dans le sillage. D'après l'auteur, les résultats se comparent très bien aux résultats expérimentaux et il conclut que le modèle VPM2D est plus précis que le modèle tourbillonnaire classique (V-DART) et moins coûteux mais aussi précis que le modèle tourbillonnaire combiné avec des éléments finis (FEVDTM).

Un modèle d'éléments aux frontières à trois dimensions pour des VAWTs présenté par Dixon et al. [2008] fut ensuite validé par Dixon [2008] ainsi que par Ferreira et al. [2010]. Dixon [2008] utilisa une méthode de visualisation de type PIV stéréoscopique pour valider le modèle à partir d'essais sur une turbine à pales droites. Ce modèle fut développé pour analyser et comprendre le développement du sillage proche et de tourbillons marginaux d'une VAWT.

Après ce tour d'horizon de quelques approches marquantes des modèles tourbillonnaires, un bilan rapide peut être esquissé. Ces modèles s'avèrent être précis ; ils fournissent une bonne estimation des vitesses et des forces exercées sur les pales et simulent assez bien le proche sillage de la turbine. Cependant ils sont également coûteux en temps de calcul car on doit prendre en compte le temps caractéristique des lâchers tourbillonnaires. Ce défaut tend à se résorber avec l'amélioration de la vitesse de calcul au cours des trois dernières décennies. Le principal désavantage des modèles tourbillonnaires qui subsiste est qu'ils reposent encore sur des simplifications essentielles, comme par exemple des écoulements à potentiel des vitesses : l'effet de la viscosité dans l'écoulement autour des pales doit ainsi être introduit par des coefficients de force empiriques d'un coût de calcul élevé ou par des couches limites [Pawsey, 2002] ; l'effet de la turbulence dans la diffusion du sillage à l'aval du rotor ne peut être prise en compte et ces modèles ne sont pas bien adaptés aux études des parcs éoliens ou hydroliens.

## **2.4 Choix du type de modèle**

### **2.4.1 Bilan des avantages & inconvénients des différentes classes de modèles rapides**

Différents modèles hydrodynamiques pour les hydroliennes à axe vertical et à pales droites viennent d'être décrits.

La supériorité du modèle de tubes de courant multiples sur le modèle de tube de courant simple a été démontrée par Strickland [1975] et Heldahl & Klimas [1980], entre autres. Cette supériorité a été jugée en comparant les prédictions du coefficient de puissance des deux modèles avec les données expérimentales d'une turbine Sandia de type Darrieus de 2 m de diamètre. A partir de comparaisons semblables, Paraschivoiu [2002] a montré la supériorité du modèle de tubes de courant multiples en tandem sur le modèle de tubes de

courant multiples. Comme mentionné dans la section précédente, la précision de la performance des modèles à tubes de courant se détériore à des valeurs élevées du paramètre d'avance et de la solidité. Il a même été constaté [Islam et al., 2008] que ce modèle à multiple tubes de courant en tandem est limité à des configuration avec des paramètres d'avance peu élevés et à faible solidité ( $S < 0.25$ ). Toutefois, ces valeurs de solidité correspondent aux applications éoliennes et ne sont pas donc appropriées pour l'analyse des turbines hydrauliques à axe vertical nécessitant des solidités plus élevées ( $0.5 < S < 1$ ) [Gorlov, 1998]. En dépit de ces inconvénients, les modèles à tubes de courant restent très populaires en raison de leur efficacité et du faible temps d'exécution de leurs calculs. Ils constituent donc un outil essentiel dans la recherche et la conception préliminaire des VAWT. Les modèles à tubes de courant peuvent accélérer les phases initiales d'un projet en permettant à un grand nombre de simulations d'être effectuées dans une période de temps relativement courte. Cependant, leur faiblesse pour décrire correctement le sillage et donc les interactions entre multiples machines reste rédhibitoire pour notre application, puisque celle-ci vise la description de parcs d'hydroliennes.

Tout en suivant des procédures de calculs semblables à celles des modèles à tube de courant, le modèle Cascade améliore la prédiction de la force instantanée exercée sur une pale. La prise en compte du décrochage dynamique et de la courbure de l'écoulement est en effet plus précise. La faiblesse évoquée ci-dessus au sujet du traitement des sillages subsiste cependant pour ce modèle.

Aussi utilisés que les modèles à multiple tubes de courant en tandem sont les modèles fondés sur la théorie tourbillonnaire. Alors que les modèles tourbillonnaires sont considérés comme très précis, notamment dans la détermination de la vitesse relative incidente et donc dans l'évaluation des forces exercées sur les pales dans chaque position azimutale [Carrigan et al., 2011], le coût de calcul de ces modèles est plus significatif que celui des modèles à tubes de courant ou du modèle Cascade. Dans certains cas, ces modèles souffrent de problème de convergence [Islam et al., 2008]. Cependant, les progrès de la puissance de calcul et du calcul parallèle ont ouvert la voie à des modèles tourbillonnaires rapides en 3D (voir Stock et al. [2010] et Hard et al. [2011]). Un inconvénient de cette grand réduction du temps de calcul est que le modèle, souvent ancien, doit être reprogrammé dans un langage de programmation adapté au calcul en parallèle (voir Martins et al. [2002]). Bien que supérieurs aux modèles précédents pour décrire le sillage proche, ces modèles tourbillonnaires ne sont pas satisfaisants si l'on cherche à décrire le sillage lointain avec de surcroît des coûts de calculs qui augmentent fortement. Le fait que l'écoulement porteur soit supposé irrotationnel est une contrainte à laquelle il n'est pas possible de remédier.

Le tableau 2-3 synthétise les performances des divers modèles simplifiés par rapport à un ensemble de critères permettant de guider notre choix. Il est clair qu'aucun de ces modèles n'est satisfaisant par rapport à nos objectifs notamment à cause du traitement inadapté du sillage lointain et de l'interaction entre ces sillages et les turbomachines. Dans ce tableau, le nom des modèles est donné soit en minuscule (pour le français) soit en majuscule (pour l'anglais). Puisque les modèles haute-fidélité ont été précédemment exclus, car trop coûteux / complexes à mettre en œuvre, il nous reste très naturellement à choisir parmi des modèles hybrides, qui apparaissent comme un bon compromis déjà adopté par d'autres auteurs [Lai, 2015].

	Complexité	Mise en œuvre	Temps de calcul	Profil inconnu possible	Précision du calcul Performance machine	Précision du calcul sillage proche	Précision du calcul sillage lointain	Interaction entre turbomachines
<b>Tube Unique SST</b>	Faible	Facile	Très rapide	Non	Faible et limitée à des turbines à faibles solidités et à faibles paramètres d'avance	Mauvaise	Sillage non calculable	Interaction non calculable
<b>Tubes Multiples MST</b>	Faible	Facile	Très rapide	Non	Faible et limitée à des turbines à faibles solidités et à faibles paramètres d'avance	Mauvaise	Sillage non calculable	Interaction non calculable
<b>Tubes Multiples en tandem DMST</b>	Faible / Moyen	Facile / Moyenne Problèmes de convergence dans certains cas	Rapide	Non	Bonne précision & encore un peu imprécis pour des turbines à faibles solidités et à faibles paramètres d'avance	Mauvaise	Sillage non calculable	Interaction non calculable
<b>Modèle à grille de pales CASCADE MODEL</b>	Moyen	Facile / Moyenne	Moyen	Non	Bonne précision pour solidité et à paramètres d'avance quelconques + effet de décrochage dynamique, variation de l'angle de tangage et courbure de l'écoulement intégrable	Mauvaise	Sillage non calculable	Interaction de machines proches
<b>Modèle Tourbillonnaire &amp; Ligne Portante VORTEX METHOD &amp; LIFTING LINE</b>	Moyen / Elevée	Moyenne. Problèmes de convergence dans certains cas	Moyen / Elevé	Non	Très bonne précision pour solidité et paramètres d'avance quelconques + effet de décrochage dynamique, variation de l'angle de tangage et de l'effet de masse ajouté intégrable	Bonne (parce que la vitesse normale à l'écoulement est négligée)	Pas de diffusion visqueuse ou turbulente dans le sillage	Interaction de machines proches
<b>Modèle Tourbillonnaire &amp; Intégrales aux Frontières VORTEX METHOD &amp; PANEL METHOD</b>	Elevée	Elevée	Elevé	Oui	Très bonne précision pour solidité et paramètres d'avance quelconques + effet de décrochage dynamique, variation de l'angle de tangage et de l'effet de masse ajouté intégrable	Bonne (parce que la vitesse normale à l'écoulement est négligée)	Pas de diffusion visqueuse ou turbulente dans le sillage	Interaction de machines proches

Tableau 2-3. Comparaison des différents modèles simplifiés d'hydroliennes

## 2.4.2 Les modèles hybrides

Les méthodes capables de tenir compte de la variation de vitesse dans le plan du rotor et de la diffusion visqueuse et turbulente du sillage sont les méthodes hybrides dites aussi à cylindre actif ou à ligne active. Ces méthodes consistent à coupler l'approche fondée sur l'élément de pale (BEM) avec une description complète du champ des variables de l'écoulement, vitesse et pression, en dehors de cet élément ; cette description s'appuie sur les bilans locaux de quantité de mouvement et de continuité dans tout le domaine de l'écoulement qui correspondent in fine aux équations RANS ou LES. Ce type de modélisation constitue le meilleur compromis entre la précision et le temps de calcul lors de l'étude des parcs éoliens ou hydroliens. Dans ce travail, on a choisi cette méthode en raison de sa capacité à représenter l'ensemble des forces hydrodynamiques exercées sur le rotor d'une part et l'écoulement dans le sillage d'autre part.

Il existe trois types de modèles hybrides pour modéliser l'écoulement autour d'un rotor éolien ou hydrolien. Le modèle le plus simple est le cylindre actif, spécifique aux VAWTs et correspondant au disque actif des HAWTs. Celui-ci représente le rotor par une surface circulaire ou par une tranche cylindrique de petite épaisseur. Les forces aérodynamiques sont représentées soit par une discontinuité de pression créée sur la surface, soit par des termes sources répartis dans le volume de la tranche cylindrique. La majorité des études initiales dans ce domaine ne rentre pas directement dans le cadre de nos objectifs car elles correspondent à des écoulements irrotationnels [Madsen, 1982; Lai, 2015] résolus via les équations d'Euler ou à des écoulements laminaires résolus via les équations de Navier Stokes instantanées [Rajagopalan & Fanucci, 1985] ou avec des équations de transport de vorticité [Brahimi & Allet, 1995]. D'autres contributions, plus pertinentes, pour des écoulements turbulents seront mentionnées dans la prochaine section. Il faut noter enfin que ce modèle ne représente pas les pales individuellement : les forces aérodynamiques sont réparties continûment dans la direction circonférentielle suite à leur prise de moyenne temporelle.

En revanche, le modèle de la ligne active où les effets des pales ne sont pas moyennés dans le temps, permet de représenter chaque pale du rotor individuellement. Dans ce cas, les forces aérodynamiques sont réparties comme des termes sources le long de l'axe des pales et sont suivies à chaque pas de temps. Ces termes sources sont déterminés à partir de l'écoulement en amont et des caractéristiques aérodynamiques des profils de la pale. Ce modèle permet de bien reproduire les tourbillons marginaux issus des extrémités des pales à partir de modèles tridimensionnels. On peut noter les travaux de Shamsoddin & Porté-Agel [2014] qui décrivent les écoulements turbulents avec un modèle LES. Il faut encore noter que la répartition de l'intensité des termes sources ne représente pas exactement les perturbations locales créées par la pale. La bonne reproduction de ces perturbations est importante parce que le champ de vitesse à la sortie du rotor fournit les conditions initiales de développement du sillage [Troidborg et al., 2014].

Le modèle de la surface active tient compte des perturbations locales des profils de la pale et est donc celui qui est le plus proche de la réalité. Un modèle bidimensionnel où la pale est remplacée par une surface de discontinuité de pression fut développé par Zhang [2004] et amélioré par Shen et al. [2009]. La forme de cette surface co  incide avec la surface moyenne de la pale et la discontinuité de pression imposée sur la surface correspond à la différence des pressions « extrados-intrados » créée par la pale. Par conséquent, la vitesse induite par la surface active est très proche de celle de la pale réelle.

Un double choix de simplicité sera fait dans cette thèse, choix dicté par la complexité de la turbomachine HARVEST avec ses deux rotors contrarotatifs et ses carénages :

- Les bilans locaux de masse et de quantité de mouvement seront fournis par un modèle RANS.
- Les rotors seront représentés par un modèle de cylindre actif. Ce choix laisse la porte ouverte pour des améliorations ultérieures que pourrait apporter le deuxième type de modèle à ligne active. Celui-là est notamment bien adapté, par exemple, pour permettre de traiter les tourbillons de bout d'ailes ainsi que les effets transitoires. Par la même occasion, il sera peut-être nécessaire de passer à une modélisation de la turbulence de type LES, qui est la seule à décrire correctement ces effets.

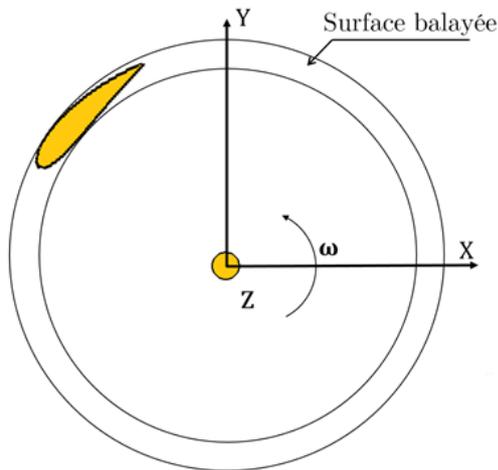
Dans le modèle résultant appelé BEM-RANS par la suite, chaque turbine est donc représentée par un cylindre actif à travers lequel l'écoulement est autorisé à passer tout en étant soumis à l'influence de forces de surface à cause des pales. La section qui va suivre va préciser le principe de ce modèle.

### 2.4.3 Les cylindres actifs BEM-RANS

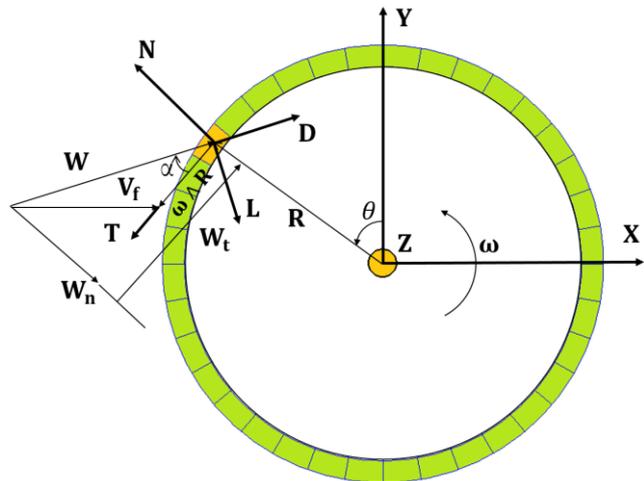
Au cours des dernières années, plusieurs approches utilisant les cylindres actifs en combinant le modèle BEM avec les équations RANS ont été proposées pour réaliser des simulations rapides de parcs d'hydroliennes (voir notamment Antheaume et al. [2008], Mercier [2015] et Nguyen [2015]). Ces approches s'inspirent de celle qui a été développée initialement par Zori & Rajagopalan [1995] pour simuler le système du rotor d'un hélicoptère.

Dans le modèle de cylindre actif BEM-RANS (ou en abrégé le modèle BEM-RANS), le rotor de la turbine est représenté par un volume annulaire correspondant au volume balayé par les pales. Plus précisément, dans des simulations 3D, il s'agit d'un volume de révolution contenu entre deux cylindres coaxiaux centrés sur l'axe de rotation de la turbine. La distance entre les cylindres est égale à l'épaisseur de la pale. Ce volume se réduit à un anneau ou à une couronne dans des simulations 2D qui seront menées par la suite (cf. figure 2-18).

Ce volume annulaire est discrétisé par des cellules où des termes sources de quantité de mouvement, qui traduisent l'effet des pales sur l'écoulement, sont répartis (figure 2-19). Ces forces traduisent indirectement le saut de pression à travers le cylindre ; elles varient selon le rayon et la position azimutale des cellules [Chaffin, 1995; Zori & Rajagopalan, 1995] et leur intensité est calculée par rapport aux paramètres hydrodynamiques locaux tels que la vitesse relative de l'écoulement  $\mathbf{W}$  et l'angle d'attaque  $\alpha$ . L'angle d'attaque  $\alpha$  dépend des composantes de la vitesse relative locale ( $\mathbf{W}_n$  et  $\mathbf{W}_t$ ) et  $\mathbf{W}$  dépend de la vitesse de rotation  $\boldsymbol{\omega}$  et de la vitesse locale absolue  $\mathbf{V}_f$ .

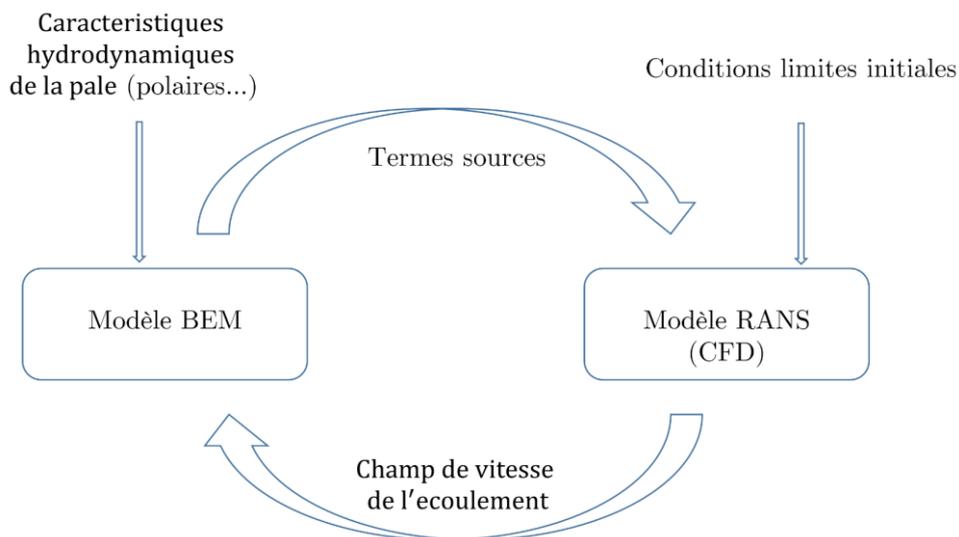


**Figure 2-18. Surface balayée par les pales pendant une rotation de la turbine**



**Figure 2-19. Schéma du triangle des vitesses et des forces sur une des cellules du cylindre actif**

Les cellules du maillage du cylindre actif sont traitées de la même manière par le solveur RANS que les cellules situées ailleurs dans le domaine [Malki et al., 2013], au calcul près des termes-sources bien sûr. Le champ de vitesse et de pression de l'écoulement dans l'ensemble du domaine de calcul varie pendant toute la durée de la recherche d'un état stationnaire jusqu'à ce qu'un critère de convergence prédéfini soit atteint. On notera que la vitesse locale absolue  $\mathbf{V}_f$  doit donc être estimée à chaque itération pour actualiser les termes sources déjà répartis sur le cylindre actif. Dans les modèles BEM-RANS développés par Antheaume et al. [2008] et Nguyen [2015] cette vitesse est calculée à partir des vitesses absolues ( $\mathbf{V}_X, \mathbf{V}_Y$ ) mesurées numériquement au niveau du centroïde de chaque cellule du cylindre d'action à chaque itération du calcul tandis que le modèle développé par Mercier [2015] utilise une vitesse moyenne globale traversant la turbine. Il existe donc une forte interaction entre le solveur RANS et le modèle BEM tout au long de la simulation. La procédure de résolution est illustrée par le schéma présenté sur la figure 2-20.



**Figure 2-20. Représentation schématique de la procédure de solution du modèle BEM-RANS**

Le modèle BEM-RANS nécessite des courbes prédéterminées des coefficients de portance et de traînée ( $C_D, C_L$ ) de la pale considérée pour estimer les termes sources décrivant les effets de cette pale du rotor sur l'écoulement à travers l'hydrolienne. De telles courbes sont communément définies à partir d'expériences antérieures réalisées pour le profil de pale utilisé dans la conception du rotor [Sheldahl & Klimas, 1980]. Cependant, le contexte dans lequel ces polaires des coefficients aérodynamiques (ou hydrodynamiques) sont produites diffère de l'environnement d'une turbine en rotation en raison d'écarts systématiques introduits par :

- la réduction de l'épaisseur des couches limites par les forces centrifuges ;
- des phénomènes de ligne de courbure précédemment évoqués dans 2.3.2.

D'autres sources d'écarts entre polaires de profil disponibles sur étagère et caractéristiques réelles de ces profils utilisés comme pales de turbine sont :

- le phénomène de décrochage dynamique ;
- des niveaux élevés de turbulence ;
- un écoulement à l'amont cisailé.

En outre, pour des hydroliennes carénées à axe vertical, les pales du rotor sont soumises à des conditions d'écoulement complexes qui ne peuvent pas être adéquatement transcrites dans les coefficients de force obtenus expérimentalement sur profils isolés en soufflerie.

Le chapitre suivant expose donc la méthodologie adoptée dans cette thèse pour estimer ces termes sources du modèle BEM-RANS de façon à prendre en compte l'ensemble des contraintes qui viennent d'être mentionnées.

# Chapitre 3

## Etablissement d'une nouvelle variante du modèle BEM-RANS

On a décrit dans la dernière partie du chapitre précédent les principes qui ont guidé le choix d'un modèle BEM-RANS pour une hydrolienne de type HARVEST, machine à axe vertical et munie de carénages. Ce modèle offre a priori un bon compromis entre représentativité physique des puissances prédites et coût de mise en œuvre numérique. Dans le présent chapitre, on va établir de façon précise le modèle BEM-RANS pour notre application. La spécificité de notre approche, comme annoncée à l'issue du chapitre 2, concerne le mode d'établissement des termes sources : ils seront issus de simulations haute-fidélité fondées sur des modèles URANS des hydroliennes HARVEST en fonctionnement ; ces termes sources seront exprimés via les indispensables corrélations des coefficients hydrodynamiques  $C_D, C_L$  qui prendront naturellement en compte les effets ignorés des corrélations expérimentales classiques. Ces simulations haute-fidélité seront également utilisées pour valider le modèle élaboré car elles constituent dans ce travail la référence choisie en matière de prédiction des performances de la turbine HARVEST.

Dans la première section de ce chapitre, seront décrits les principaux ingrédients d'une simulation URANS haute-fidélité d'une hydrolienne HARVEST isolée. On quantifie également le coût d'une telle simulation afin de bien mettre à nouveau en évidence le fait qu'une telle approche haute-fidélité n'aurait pu être généralisée au cas d'un parc de machines.

La deuxième section du chapitre détaille l'exploitation de séries de simulations URANS qui ont été réalisées pour parvenir à identifier des formules "universelles" pour les coefficients hydrodynamiques caractérisant l'hydrolienne HARVEST et permettant de décrire à moindre coût le comportement de la turbine par un modèle BEM-RANS. On fait apparaître l'intérêt de disposer de deux stratégies pour estimer les efforts hydrodynamiques du modèle BEM-RANS, l'une locale exploitant le champ calculé à proximité du rotor virtuel et l'autre globale car s'appuyant sur des quantités globales caractérisant l'écoulement à travers la turbine carénée.

## 3.1 Simulation numérique URANS des hydroliennes HARVEST

La modélisation explicite des pales de turbines, c'est-à-dire prenant en compte leur géométrie réelle ainsi que leur mouvement réel au sein du domaine fluide, peut être réalisée avec une fiabilité de prédiction satisfaisante grâce à une approche statistique instationnaire ou URANS (Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes) de l'écoulement à travers l'hydrolienne. Comme démontré par Zanette [2010] et Jaquier [2011] pour des turbines de type Darrieus, cette approche est utile pour évaluer, dans l'environnement proche de la turbine, les conditions éventuellement complexes de l'écoulement, induites notamment par des niveaux élevés de turbulence (le nombre de Reynolds fondé sur la vitesse incidente et le diamètre du rotor est typiquement de l'ordre de  $10^6$ ), la présence d'un cisaillement et des directions variables de l'écoulement. Dans cette section les choix retenus pour mener à bien de telles simulations URANS sont présentés. Ils correspondent aux bonnes pratiques développées depuis quelques années dans le cadre des travaux spécifiquement consacrés à l'étude des hydroliennes HARVEST. En fin de section, il apparaîtra que ces choix sont bien conformes à l'état de l'art des simulations URANS sur des hydroliennes (ou éoliennes) à axe vertical.

### 3.1.1 Description du modèle

Les équations RANS sont obtenues en moyennant statistiquement plusieurs réalisations d'un écoulement. La moyenne statistique enlève tout caractère aléatoire à l'écoulement, dont la turbulence se trouve modélisée par des moments d'ordre plus ou moins élevé des fluctuations turbulentes. Si l'écoulement est instationnaire et à la condition de réaliser une moyenne de phase synchronisée avec la période de l'harmonique principale du phénomène instationnaire, cette moyenne statistique ne supprime pas les instationnarités et le modèle RANS instationnaire ou URANS (Unsteady RANS) est obtenu. Si l'écoulement est moyenné sur la durée totale du signal, des équations stationnaires sont obtenues : il s'agit du modèle RANS. Si la moyenne temporelle est réalisée sur un instant assez grand pour moyennner les petites fluctuations mais suffisamment court pour conserver l'aspect instationnaire des grandes fluctuations de l'écoulement, on obtient le modèle URANS. Les équations du modèle pour un écoulement incompressible de masse volumique constante  $\rho$  prennent la forme d'un bilan de masse (ou condition d'incompressibilité) et de quantité de mouvement pour les champs moyens de vitesse  $\bar{U}$  et de pression  $\bar{P}$ , variables donc dans le temps et dans l'espace :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{U}_i \bar{U}_j}{\partial x_j} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (3-1)$$

où les composantes du tenseur des contraintes de Reynolds  $\overline{u'_i u'_j}$  dépendent des moyennes des produits de fluctuations des composantes de vitesse et doivent pouvoir être exprimées en termes de vitesses moyennes  $\bar{U}_i$  afin de disposer d'un système d'équations qui soit fermé.

Les équations de fermeture utilisées pour exprimer les contraintes turbulentes constituent le modèle de turbulence associé aux équations URANS. Les différences entre les modèles de turbulence disponibles dans la littérature résident dans leurs capacités respectives à reproduire plus ou moins fidèlement le comportement des écoulements turbulents pour telles ou telles configurations (écoulements externes ou internes, avec ou sans effets de rotation marqués, en présence ou non de parois, etc.). Le choix du modèle de turbulence est donc fonction des applications visées.

Aucun modèle de turbulence n'est entièrement satisfaisant pour tous les types de configurations d'écoulements, même si certains modèles ont montré leur supériorité par rapport à d'autres : on pense notamment aux modèles dits RSM (pour Reynolds Stress Model) qui permettent de mieux prendre en compte les phénomènes anisotropes dans des écoulements turbulents puisqu'ils modélisent l'ensemble des contraintes de Reynolds alors que les modèles dits à deux équations de transport exploitent l'hypothèse dite de Boussinesq qui postule une relation entre tension de Reynolds et gradient du champ de vitesse moyen qui n'est pas nécessairement vérifiée en pratique. Le lecteur pourra se reporter aux synthèses de Gatski & Jongen [2000], Leschziner [2006] et Argyropoulos & Markatos [2015] pour une analyse générale des avantages, inconvénients et limitations des stratégies de modélisation des écoulements turbulents actuellement disponibles. Avant de détailler le modèle retenu dans ce travail, nous souhaitons souligner que le coût de mise en œuvre du modèle de turbulence est également un élément à prendre en considération au moment de sélectionner un modèle. Ainsi, la plus grande fiabilité des modèles de type RSM se paie d'un coût supplémentaire non-négligeable puisque 6 équations de transport doivent être résolues pour décrire l'évolution de chaque composante du tenseur des contraintes de Reynolds (en tenant compte du caractère symétrique de ce tenseur) alors que 2 équations seulement sont associées aux modèles les plus classiques s'appuyant sur l'énergie cinétique turbulente  $k$  et la dissipation  $\varepsilon$  de cette énergie ou la dissipation spécifique  $\omega$ .

Dans le cas de turbines carénées qui nous intéresse ici, le modèle de turbulence doit se comporter correctement dans des écoulements où existent des gradients de pression adverses, créés par le développement de l'écoulement dans le diffuseur jouant le rôle de carénage de la turbine [Shives, 2011]. Sur la base des conclusions issues d'une étude précédente réalisée par Zanette [2010] dans le cadre du programme de recherche HARVEST, le modèle  $k - \omega SST$  [Menter, 1994] a été retenu dans les présents travaux. Les simulations numériques réalisées avec le modèle de turbulence  $k - \omega SST$  paraissent en effet plus réalistes et semblent mieux représenter la physique de l'écoulement que d'autres modèles à deux équations de transport (notamment le modèle  $k - \varepsilon$  et ses variantes RNG, réalisables, etc). Etant donné que le modèle  $k - \varepsilon$  est mieux adapté aux zones loin des parois et que le modèle  $k - \omega$  décrit bien le comportement en proche paroi, Menter, le concepteur du modèle  $k - \omega SST$ , a imaginé un modèle permettant de basculer progressivement du modèle  $k - \omega$  en paroi au modèle  $k - \varepsilon$  à l'extérieur de la zone de proche paroi [Archambeau, 2004]. L'idée est de conserver le bon comportement du modèle  $k - \omega$  dans la région interne des couches limites et de profiter de la grande robustesse du modèle  $k - \varepsilon$  pour obtenir une description correcte de l'écoulement en dehors de la couche limite. Ce modèle dispose en outre d'une correction dite  $SST$  pour « Shear Stress Transport ». Elle permet de limiter la viscosité turbulente dans certains types d'écoulement afin de conserver l'équilibre des énergies produite et dissipée et mieux décrire le comportement de la couche limite, notamment en ce qui concerne les effets des gradients de pression. Le

choix d'utiliser le modèle *SST* pour des turbines carénées est examiné plus en détail et justifié par Shives & Crawford [2011].

Les équations URANS (3-1) pour le champ moyen sont donc complétées par une équation de transport pour l'énergie cinétique turbulente  $k$  et une équation de transport pour la dissipation spécifique  $\omega$ . Nous ne détaillons pas ici ces équations de transport supplémentaires dans la mesure où nous n'avons pas eu à développer leur résolution numérique dans la présente thèse. Le système des équations URANS est en effet résolu dans ce travail en utilisant le solveur commercial Fluent. Nous précisons dans la section qui suit les choix numériques détaillés associés à la mise en œuvre de ces simulations URANS afin d'assurer la possibilité de reproduire les résultats de simulation qui seront exploités par la suite.

### 3.1.2 Application du modèle URANS à une turbine isolée

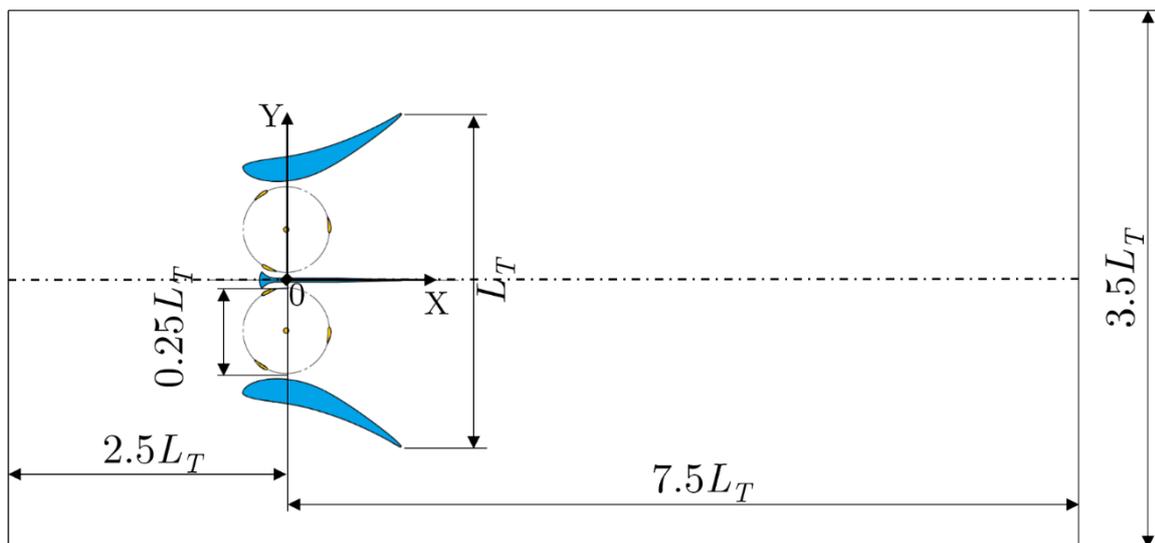
#### 3.1.2.1 Domaine de calcul et conditions aux limites

Une hydrolienne HARVEST carénée est placée dans un canal rectangulaire dont les parois latérales sont supposées parallèles à la direction (horizontale) de l'écoulement incident. La figure 3-1 présente une vue d'une coupe de l'ensemble de la configuration suivant un plan horizontal, typiquement à mi-hauteur de l'axe vertical de la turbine. Ce plan correspond au domaine de calcul retenu dans la présente étude étant donné le caractère bidimensionnel (2D) de l'analyse de l'écoulement. Le centre de la turbine est situé à  $(X, Y) = (0, 0)$  dans le repère de référence absolu. Le rapport entre la largeur de la turbine  $L_T$  (calculée au niveau de la largeur maximale, *c.-à-d.* au bord de fuite du carénage, cf. tableau 2-2 fourni dans le chapitre 2) et la largeur du canal  $W_C$  dans laquelle elle est placée définit le facteur de confinement  $\phi$  de la configuration. Cette définition du facteur de confinement est généralisable au cas d'une rangée de plusieurs machines en faisant alors le rapport entre la somme des largeurs des différentes machines et la largeur totale du canal dans lequel elles sont placées. Dans le cas présenté, on a ainsi  $\phi = 1/3.5 = 0.2857$ . En supposant une vitesse horizontale uniforme de l'écoulement  $V_0$  à l'entrée du domaine, les paramètres physiques du calcul se réduisent au nombre de Reynolds  $Re_c$ , basé sur la longueur  $c$  de la corde de la pale et la vitesse  $V_0$ , au facteur de confinement  $\phi$  et au paramètre d'avance  $\lambda$ .

Cependant, la vitesse de rotation des turbines HARVEST s'adapte aux variations de la vitesse du fluide incident afin de produire le maximum d'électricité. La vitesse de rotation à laquelle une turbomachine HARVEST produit le maximum d'énergie pour une vitesse du fluide donnée est caractérisée par une certaine valeur optimale du paramètre d'avance  $\lambda^*$ , grâce à la régulation incorporée à la turbine. Cela signifie que la puissance produite par la turbine doit être calculée pour cette valeur optimale de vitesse de rotation, qui n'est malheureusement pas connue *a priori*. Par conséquent, la prédiction du coefficient de puissance  $C_p$  nécessite de mener une série de simulations numériques réalisées pour différentes valeurs fixées du paramètre d'avance  $\lambda$  afin d'identifier *in fine* la puissance de sortie maximale correspondant à la valeur optimale inconnue de ce paramètre  $\lambda$ . Chacune des simulations menée pour un paramètre d'avance fixé est réalisée sur un même maillage dont les caractéristiques sont détaillées dans la section qui suit. Comme indiqué sur la figure 3-1, la symétrie de la configuration (symétrie de la machine bi-rotor et uniformité de l'écoulement incident) est exploitée pour ne simuler en pratique que la moitié de la

configuration (un seul rotor caréné de la machine HARVEST bi-colonnes et la moitié de l'étrave centrale), typiquement la région  $Y \leq 0$  du domaine présenté sur la figure 3-1.

Une condition de symétrie est appliquée le long de l'axe  $X$ . Pour ce qui concerne le traitement des parois, on distingue les surfaces solides de l'hydrolienne (parties fixes et mobiles) et la paroi latérale du canal dans lequel l'hydrolienne est placée. Au niveau de cette paroi latérale, une simple condition de glissement est appliquée afin de produire l'effet de confinement sans pour autant augmenter le coût du calcul par un raffinement en paroi qui serait destiné à décrire le développement d'une couche limite au niveau de cette paroi. Au niveau des parois de l'hydrolienne, une condition d'adhérence est appliquée et le maillage est adapté en conséquence, comme détaillé ci-après. L'entrée du domaine de calcul se trouve à  $2.5 L_T$  à l'amont de la turbine et la sortie à  $7.5 L_T$  à l'aval. Des calculs préliminaires avec un domaine plus étendu à la fois en amont et en aval ont montré que ce choix de positionnement aval de la frontière de sortie est suffisant pour éviter l'influence de la condition aux limites de sortie du domaine sur la performance de la machine. Il n'en va pas de même pour ce qui concerne le positionnement amont de la frontière d'entrée. Cependant, l'influence du profil de vitesse uniforme en entrée sur la puissance produite par la machine n'est non seulement pas problématique pour l'étude menée ici mais elle est même recherchée dans la mesure où nous ne sommes pas intéressés par la prédiction absolue de la simulation URANS mais par l'exploitation de cette prédiction pour construire un modèle BEM-RANS. Plus précisément, la frontière d'entrée a été volontairement placée proche en amont de la turbine afin que les effets du profil de vitesse imposé le long de cette frontière d'entrée soient bien marqués. Par la suite, dans l'établissement du modèle BEM-RANS, nous caractériserons en effet la réponse de l'hydrolienne (efforts exercés sur les aubes de la turbine) à une large gamme de profils d'entrée, non nécessairement uniformes mais représentatifs des champs de vitesse qui peuvent être rencontrés à l'amont proche de la rangée  $n + 1$  d'un champ d'hydroliennes (ou à l'aval de la rangée  $n$ ).



**Figure 3-1. Turbomachine isolée dans un canal. Vue du domaine de calcul**

### 3.1.2.2 Maillage de l'hydrolienne

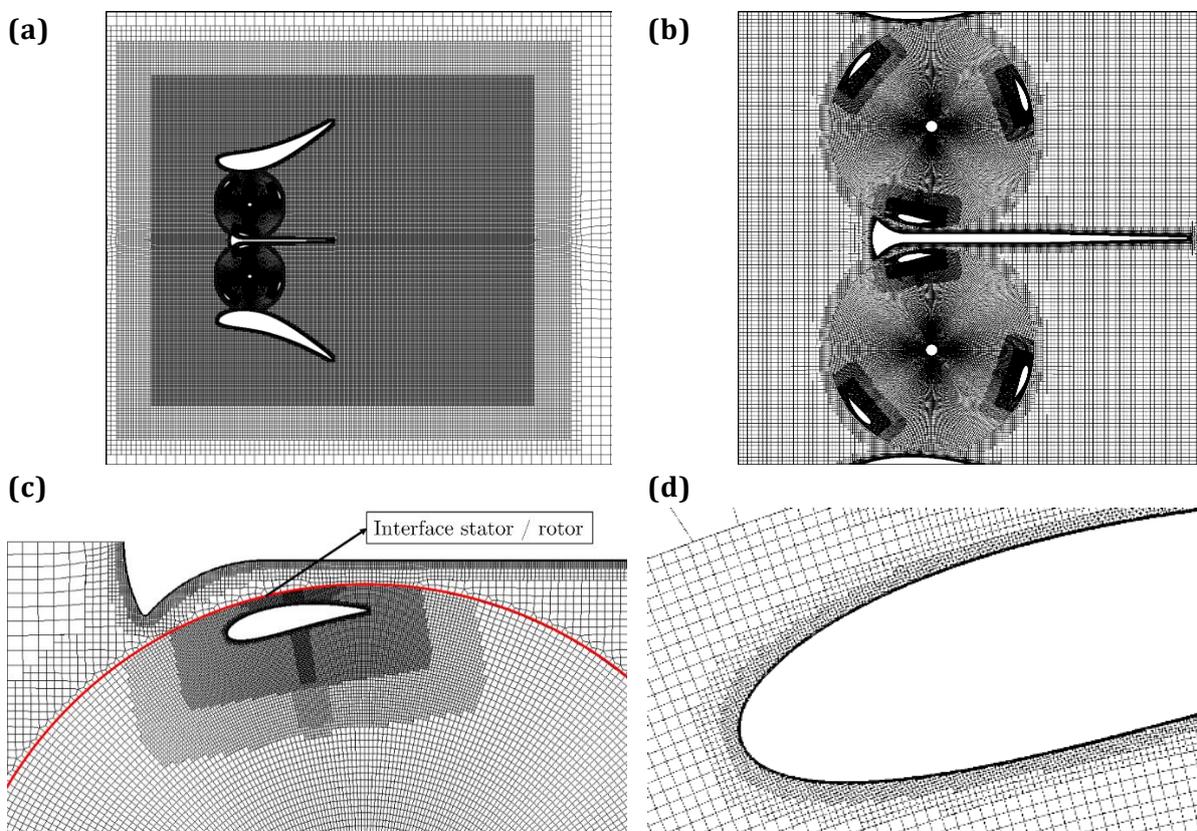
Le maillage de l'ensemble du domaine est construit en partant d'un bloc de base structuré assez grossier. A l'aide de « boîtes » de taille décroissante, un maillage progressivement raffiné est créé au fur et à mesure que les cellules s'approchent de la turbine. La figure 3-2 présente une vue d'ensemble du maillage et des plans rapprochés permettant de mieux apprécier le raffinement des éléments à proximité immédiate de l'interface entre rotor et stator et des parois solides (fixes ou mobiles) de la machine. On souligne que le maillage est constitué d'une partie mobile qui englobe les trois pales de la machine ainsi que l'axe vertical et d'une partie fixe qui inclut le reste du domaine fluide, en particulier l'étrave centrale, le carénage et la paroi latérale du canal.

Les zones de fort raffinement du maillage sont d'une part les parois fixes (stator) et mobiles (rotor) de la turbine et d'autre part la zone d'interface entre le maillage fixe du stator et le maillage mobile du rotor. Au voisinage des pales et des carénages, la taille de première maille doit être choisie de façon à capturer les phénomènes physiques (frottement visqueux en particulier) associés au développement de couches limites le long de ces parois. Compte tenu des choix de modélisation de la turbulence retenus, la taille de première maille à la paroi, normalisée par la vitesse de frottement et la viscosité du fluide, est de l'ordre de l'unité.

L'autre contrainte forte de génération du maillage est le contrôle du raffinement du maillage côté stator et côté rotor au niveau de l'interface rotor/stator. Le maillage au niveau de l'interface stator/rotor doit être calibré de façon à limiter au maximum les erreurs numériques associées au transfert de l'information des cellules du maillage rotor vers les cellules du maillage stator et inversement. Étant donné que le pas de temps minimum envisagé pour le calcul correspond à un degré de rotation du rotor, on prend en conséquence des tailles de maille à l'interface qui correspondent à un pas de temps, donc à un degré, soit un pas de maillage de 4 mm environ à l'interface stator / rotor. Les nœuds de chaque côté de l'interface coïncident dans la position initiale du maillage mobile (rotor) mais aussi au cours du processus d'intégration en temps, de sorte que le transfert des champs hydrodynamiques au niveau de l'interface reste précis.

Le maillage de fond de la zone rotor est donc construit à partir de 360 cellules équiréparties sur la circonférence et de 60 cellules suivant le rayon du rotor (cf. figure 3-2b). A l'intérieur de ce maillage de fond, on réalise deux niveaux de raffinement successifs (cf. figure 3-2c), avec division en quatre de chaque cellule lorsque l'on passe d'un niveau de raffinement au suivant. En outre, un raffinement supplémentaire est appliqué à proximité de la surface de la pale pour assurer un passage régulier de la zone de couche limite au maillage de la zone proche de la pale mais extérieur à la couche limite - lorsque celle-ci est attachée bien sûr. La couche limite est ainsi créée avec des épaisseurs de cellules croissantes en s'éloignant de la paroi en fonction de la taille de la première maille. Ce maillage très raffiné près des parois est en effet nécessaire pour bien prendre en compte toute la physique de l'écoulement turbulent. La région interne de la couche limite turbulente est le siège de forts gradients de vitesse et de grandeurs turbulentes, suivant la direction perpendiculaire à la paroi. Il est classique de se repérer spatialement dans une couche limite turbulente en introduisant la distance adimensionnée  $y^+$ , définie comme la distance à la paroi  $y$  multipliée par le rapport entre la vitesse de frottement  $\mu^* = \sqrt{\tau/\rho}$ , où  $\tau$  est la vitesse de cisaillement à n'importe quel niveau de l'écoulement, au voisinage de la paroi et la viscosité cinématique  $\nu$ , du fluide. La sous-couche visqueuse, zone de la couche

limite turbulente en contact avec la paroi, s'étend alors de  $y^+ = 0$  à  $y^+$  de l'ordre de quelques unités. La première rangée d'éléments proches de la paroi se situe à  $y^+ = 1$ , valeur compatible avec les calculs instationnaires qui n'utilisent pas de loi de paroi et qui sont censés bien représenter les phénomènes physiques liés au frottement visqueux pariétal au sein de la couche limite. Le maillage se relâche progressivement en s'éloignant de la pale. Le maillage rotor ainsi conçu contient 110000 cellules quadrilatérales. Le maillage stator est conçu suivant des principes similaires puisqu'il s'agit à nouveau, en partant d'un maillage de fond, d'aboutir à des cellules de taille prescrite au niveau de l'interface rotor/stator et des parois du carénage et de l'étrave centrale. Le maillage stator conçu suivant cette stratégie est composé de 174000 cellules quadrilatérales. Ce choix de maillage a été validé par Monmarson [2011], dans le cadre de son travail d'étude numérique des carénages des turbines HARVEST, suivant les procédures désormais classiques dites de « vérification et validation » des simulations numériques. Cette procédure de vérification a consisté à appliquer un facteur de raffinement 2 à tous les paramètres de construction du maillage (taille de maille du maillage de base divisée par 2, nombre de « boîtes » ou de niveaux de raffinement multiplié par 2, taille de maillage à la paroi divisée par 2, etc.) afin d'obtenir un maillage beaucoup plus fin - et conduisant donc à un coût de simulation beaucoup plus important. Le choix du pas de temps associé à la simulation de l'écoulement dans ce maillage fin a été adapté de façon à ce qu'un pas de temps corresponde à une rotation de la turbine d'un angle de 0.5 degré seulement. En comparant les résultats fournis par les simulations réalisées dans le maillage de base et le maillage raffiné, il n'a pas été observé de différences significatives sur les quantités d'intérêt et donc par la suite le maillage de base a été retenu, qui contient 287000 cellules pour le présent cas à d'étude ( $\phi = 0.286$ ).



**Figure 3-2. Maillage de l'ensemble du domaine (a) et raffinement autour (b) des rotors (c) des pales (d) du carénage**

### 3.1.2.3 Paramètres de la simulation numérique

Nous ne passerons pas en revue ici l'intégralité des paramètres de la simulation une fois le modèle physique et le maillage fixés. Une simple synthèse commentée des principaux paramètres numériques est récapitulés dans le tableau 3-1. Nous avons choisi en premier lieu le classique algorithme SIMPLEC pour résoudre les équations URANS. Ce choix a été préféré à l'algorithme de base SIMPLE en raison d'une efficacité légèrement supérieure ainsi qu'à l'algorithme couplé COUPLED dont le coût est supérieur. Toutes les simulations sont réalisées en utilisant une discrétisation d'ordre 2 en espace, à la fois pour les équations du champ moyen et pour les équations de transport des grandeurs turbulentes. Une stratégie numérique bien précise est également adoptée pour maximiser à la fois l'efficacité de la simulation instationnaire et sa robustesse - pas d'échec du calcul par génération d'états non-physiques en cours de simulation. Pour une valeur fixée du paramètre d'avance, la simulation démarre donc par 150 itérations du solveur stationnaire à partir d'un état initial uniforme avec comme champ de vitesse imposé dans le domaine de calcul la vitesse le long de la frontière d'entrée. Ce calcul stationnaire préliminaire permet de former de façon grossière - mais efficace - un champ physique qui prend en compte en particulier les conditions d'adhérence au niveau des parois solides. La simulation instationnaire proprement dite est alors initiée mais, là encore pour des raisons d'efficacité de la simulation, on choisit d'utiliser pendant quelques tours de la turbine des grands pas de temps correspondant à 25° de rotation par pas de temps puis 10°, 5°, 2° et enfin 1°. Cette stratégie de diminution progressive du pas de temps permet de former rapidement les structures caractéristiques de l'écoulement instationnaire à travers la turbine. Le champ calculé avec un grand pas de temps est bien sûr peu précis mais le but est de le rendre suffisamment représentatif du champ physique attendu pour assurer par la suite la robustesse des simulations effectuées avec le plus petit pas de temps correspondant à 1° de rotation de la turbine. Cette stratégie est également rendue possible par le fait que l'on ne cherche pas à décrire le transitoire de mise en route de la machine mais uniquement le régime périodique établi (cf. également la sous-section qui suit sur les critères de convergence du calcul). Il est donc licite de décrire de façon grossière le transitoire, du moment que le régime établi est simulé avec précision. L'intégration en temps est réalisée par une technique de pas de temps dit dual ou fictif. A chaque itération en temps physique, le solveur converge vers un état stationnaire vis-à-vis d'un temps dual. Pour un pas de temps physique suffisamment faible, ici correspondant à 1° de rotation, quelques dizaines (75) de sous-itérations à chaque pas de temps sont suffisantes pour assurer une bonne convergence vers l'état stationnaire en temps dual. Le calcul d'un tour de la turbine avec le pas de temps correspondant à 1° de rotation par pas de temps requiert donc un total de 27000 itérations. Ce nombre d'itérations doit être multiplié par le nombre de tours de la machine qu'il est nécessaire de simuler avant d'atteindre un régime pleinement établi (cf. paragraphe suivant) : ce nombre de tours est typiquement de plusieurs dizaines soit un nombre total d'itérations d'un calcul URANS qui peut atteindre un demi-million.

Paramètre	Valeur
Solveur	Stationnaire puis instationnaire
Nombre d'itérations stationnaires	150
Discrétisation du temps	2 <sup>ème</sup> ordre
Rotation angulaire par pas de temps	25°, 10°, 5°, 2° et 1°
Pas de temps	Entre 25°/ $\omega$ et 1°/ $\omega$ par tour
Sous-itérations par pas de temps	75
Nombre de pas de temps	Entre 5000 et 8000
Nombre de tours	Entre 50 et 80
Couplage vitesse-pression	SIMPLEC
Discrétisation de la pression	2 <sup>ème</sup> ordre
Discrétisation de la quantité de mouvement	2 <sup>ème</sup> ordre
Modèle de turbulence	$k - \omega$ SST
Discrétisation de la turbulence	2 <sup>ème</sup> ordre

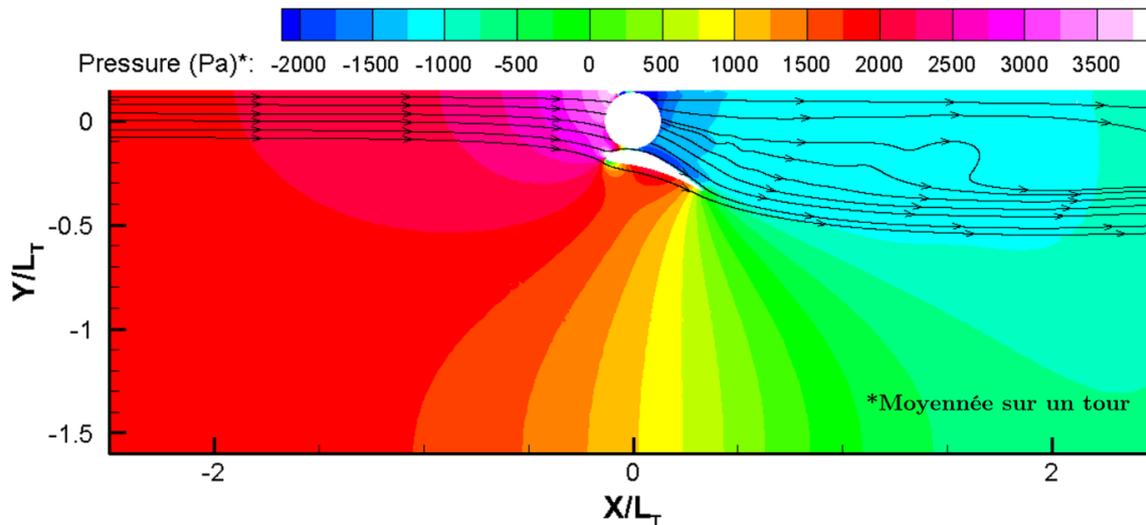
**Tableau 3-1. Paramètres hydrodynamique de calcul**

### 3.1.2.4 Critère de convergence

Les simulations instationnaires réalisées dans ce travail permettent de décrire des écoulements périodiques. Un critère naturel de convergence d'une simulation URANS est donc l'établissement d'une solution périodique. Dans la mesure où nous nous intéressons plus précisément au coefficient de puissance de la turbine, il est logique de se focaliser sur cette quantité d'intérêt. Suivant donc la pratique mise en place par Monmarson [2011], nous retenons comme critère d'arrêt du calcul URANS le fait que le coefficient de puissance de la turbine moyenné sur un tour complet présente une variation inférieure à 0.5% par rapport à la valeur moyenne de la même quantité calculée pour le tour précédent de la turbine. Pour la simulation analysée, ce critère est atteint après environ 80 rotations de la turbine.

### 3.1.2.5 Résultats du calcul

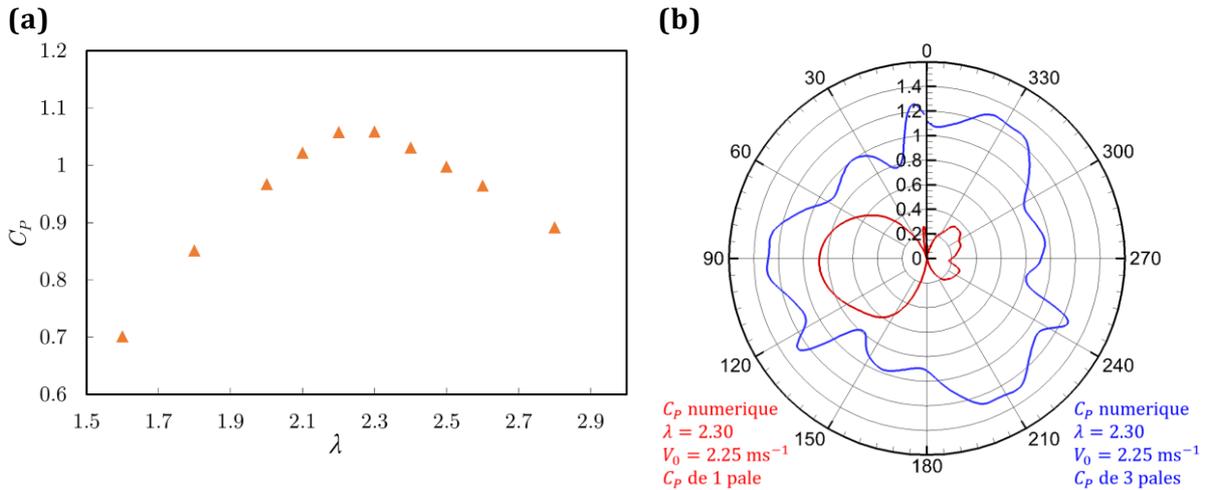
On illustre sur la figure 3-3 les résultats obtenus pour la simulation URANS dont le maillage et les paramètres de résolution numérique ont été précédemment détaillés. On présente sur cette figure les isovaleurs de la pression statique (mesurée par rapport à une pression de référence égale à 1 atm) moyennées sur le dernier tour effectué par la turbine. On superpose à ces isovaleurs les lignes de courant tracées sur la base des champs de vitesse eux-aussi moyennés sur la dernière rotation de la turbine. De façon schématique, on met en évidence la dépression et la surpression respectivement au niveau de l'extrados et de l'intrados du carénage. On attend bien un effet d'aspiration produit par la machine tournante qui induit une augmentation significative des vitesses entre le carénage et l'étrave centrale, elle-même associée à une dépression. La visualisation du champ de pression montre également la perte de charge de l'écoulement induit par les pales en rotation.



**Figure 3-3. Isovaleurs de la pression moyennée en temps autour de la turbomachine et lignes de courant correspondant au champ de vitesse moyennée en temps (sur un tour de la turbine) pour ( $V_0 = 2.25$  m/s,  $\phi = 0.286$  et  $\lambda^* = 2.3$ )**

D'un point de vue plus quantitatif, les données instationnaires sur le dernier tour calculé par l'approche URANS sont post-traitées de façon à calculer d'une part la distribution instantanée du coefficient de puissance de la machine pendant cette rotation (cf. figure 3-4b par exemple) et d'autre part la valeur moyenne de ce coefficient de puissance sur un tour de la turbine. On présente ainsi sur la figure 3-4a les coefficients de puissance associés à la turbine HARVEST isolée placée dans un canal tel que le facteur de confinement vaut  $\phi = 0.286$  et la vitesse uniforme en entrée vaut  $V_0 = 2.25$  m/s et tournant à des vitesses de rotation qui correspondent à un paramètre d'avance compris entre 1.6 et 2.8. On observe comme précédemment évoqué qu'il existe une valeur optimale du paramètre d'avance, ici  $\lambda^* = 2.3$ , pour laquelle le coefficient de puissance atteint une valeur maximale, ici  $C_{pmax} = 1.059$ . Cette valeur moyenne maximale correspond à la distribution instantanée au cours d'une rotation de la turbine présentée par une ligne bleue sur la rosace de la figure 3-4b.

Cette figure montre aussi le  $C_p$  instantané d'une pale de la turbine (courbe rouge) au paramètre d'avance optimal ( $\lambda^* = 2.3$ ). Le couple récupéré ici est maximum lorsque la pale est orthogonale par rapport à la direction de l'écoulement ( $\theta = 90^\circ$ ). Aux abords de cette position, l'écoulement n'est pas directement perturbé par la structure et les conditions sont donc optimales pour que la pale reçoive un maximum d'énergie cinétique. Les zones de freins, vers  $\theta = 0^\circ$  et  $\theta = 180^\circ$ , où la pale remonte le courant incident, sont aussi directement répercutées sur le couple. Cependant les rendements dans ces zones, bien que légèrement négatifs, sont presque négligeables par rapport aux zones motrices. Dans la zone aval de la turbine, le couple récupéré est moindre compte tenu de la perte de vitesse du fluide, et donc d'énergie disponible qui a lieu à l'entrée de la turbine. On distingue tout de même deux zones privilégiées de part et d'autre du prolongement de l'arbre, où l'incidence des pales est bonne mais les faibles vitesses ne permettent pas non plus de récupérer un couple important. Derrière celui-ci, l'écoulement est perturbé à cause des lâchés de tourbillons, et les rendements se voient réduits.



**Figure 3-4. Analyse des performances d'une turbine HARVEST isolée dans un canal ( $V_0 = 2.25 \text{ m/s}$  et  $\phi = 0.286$ ). (a) Evolution du coefficient de puissance (moyenné sur un tour) en fonction du paramètre d'avance ; (b) distribution instantanée du coefficient de puissance à  $\lambda$  optimal ( $\lambda^* = 2.3$ ) pour 1 pale (courbe rouge) et 3 pales (courbe bleu)**

Lorsqu'on trace le coefficient de puissance global instantané, en sommant à chaque position angulaire les rendements des trois pales, on obtient une périodicité tout à fait cohérente avec le placement des pales (figure 3-4b). Les positions de rendement négatif d'une pale sont gommées par les positions associées des autres pales. Ainsi, quelle que soit la position angulaire de la turbine, le couple est positif.

### 3.1.3 Positionnement par rapport à l'état de l'art

Les choix numériques que nous avons adoptés et présentés dans les sections précédentes découlent de l'expérience accumulée au sein du LEGI et de la société Hydroquest dans le cadre du projet HARVEST (cf. section 1.3). Nous nous sommes tout particulièrement appuyés sur les travaux de Zanette [2010], qui proposent notamment, avec succès, une confrontation de simulations URANS 3D aux résultats expérimentaux obtenus par Dellinger [2011].

L'intérêt renouvelé pour les turbines à axe vertical évoqué dans le Chapitre 1 du mémoire a conduit depuis 2010 environ à la publication de nombreux travaux spécifiquement consacrés à la simulation numérique de telles machines. Nous proposons ici une synthèse de ces contributions, destinée à mettre en évidence la pertinence des choix numériques retenus dans la présente étude par rapport aux préconisations de la littérature.

Les travaux de Rolland et al. [2013] menés à l'Université de Swansea font appel à des techniques numériques analogues à celles que nous avons présentées, avec notamment une gestion de l'interface rotor / stator par une technique de maillage glissant en se préoccupant de la conformité des maillages côté rotor et stator afin d'assurer de bonnes propriétés de précision de la simulation. Par ailleurs, ces auteurs soulignent, à juste titre, les limitations des modèles de turbulence (URANS) pour les écoulements en rotation associés aux turbines étudiées et choisissent en conséquence de recourir à une prise en compte originale de la turbulence via une viscosité turbulente constante ajoutée à la viscosité physique. Cette démarche est justifiée par le fait que le raffinement du maillage serait suffisant pour permettre de représenter les grandes structures tourbillonnaires de l'écoulement. Les auteurs analysent avec soin la meilleure façon de calibrer cette viscosité

turbulente, en s'appuyant notamment sur les bases de données expérimentales dont ils disposent. Les résultats obtenus indiquent que l'approche peut fournir une prédiction satisfaisante du comportement de la machine VAWT étudiée mais l'article [Rolland et al, 2013] conclut néanmoins à la nécessité d'un travail supplémentaire sur la modélisation de la turbulence dans le contexte de la simulation des VAWT et souligne que l'usage de modèles à deux équations de transport devra être analysé.

Dans le contexte éolien cette fois, mais toujours pour des turbines de type Darrieus à pales droites, Almohammadi et al. [2013] concentrent leurs travaux sur l'obtention de résultats numériques convergés en maillage. Les études menées font appel à une approche URANS avec une variante du modèle  $k - \omega SST$  utilisé dans nos propres travaux et un modèle de type  $k - \epsilon$ . Les auteurs s'attachent en particulier à évaluer dans quelle mesure les résultats de simulations réalisées avec des maillages de différents niveaux de raffinement peuvent être extrapolés pour obtenir des valeurs de référence des quantités d'intérêt (coefficient de puissance notamment). Ils montrent notamment que la classique extrapolation de Richardson doit être adaptée dans le cas de simulations instationnaires et proposent une stratégie alternative. Nous n'avons pas cherché à mettre en œuvre ce type d'approche dans les présents travaux dans la mesure où les calculs préliminaires réalisés à l'aide d'un maillage de base déjà soigneusement raffiné et d'un maillage plus fin déduit de ce maillage initial ont montré une variation non-significative de la quantité d'intérêt (coefficient de puissance) en passant d'un maillage à l'autre.

Les travaux de Sun et al. [2014a] et Sun et al. [2014b] portent également sur la simulation numérique d'éoliennes de type Darrieus à pales droites en 2D, à l'aide d'une approche URANS faisant appel au modèle de turbulence à une équation de transport de Spalart-Allmaras. Il est intéressant de noter que l'étude de convergence en maillage menée par ces auteurs les conduit à sélectionner un maillage de 115 000 cellules environ pour simuler une turbine à 3 pales. Dans la mesure où la turbine étudiée n'inclut pas de stator, ce raffinement peut être comparé à celui de notre propre maillage rotor qui contient un nombre tout à fait analogue de cellules (110 000).

Trivellato & Raciti [2014] analysent les choix de pas de temps qui permettent d'assurer la précision de la prédiction des quantités d'intérêt, en particulier le coefficient de puissance de la machine, pour des simulations URANS 2D d'éoliennes à axe vertical. Ces auteurs préconisent, sur la base des simulations qu'ils réalisent, l'utilisation de pas de rotation de la turbine qui peuvent descendre jusqu'à  $1/10^{\text{ème}}$  voire  $1/30^{\text{ème}}$  de degrés (soit plusieurs dizaines milliers de pas de temps pour effectuer une rotation de la machine). Nous n'avons pas retenu ces choix dans la présente étude puisque les vérifications préliminaires mentionnées en 3.1.2.2 nous ont permis d'observer une faible variation des quantités d'intérêt entre le choix d'un incrément de  $1^\circ$  et de  $0.5^\circ$ .

Song et al. [2015] étudient différentes stratégies de maillage et de modélisation de la turbulence pour des simulations d'éoliennes à axe vertical. Les modèles étudiés sont le modèle de Spalart-Allmaras, 2 versions du modèle  $k - \epsilon$  (RNS et réalisable), le modèle  $k - \omega SST$  (dans sa version « de base » et dans une version avec prise en compte des effets de transition) et enfin un modèle dit  $v^2 - f$  qui constitue une amélioration du modèle  $k - \epsilon$  destinée à approcher, à moindre coût, les performances d'un modèle de type *RSM*. Les simulations menées par ces auteurs les conduisent à préconiser l'utilisation du modèle  $k - \epsilon$  réalisable dans la mesure où celui-ci fournit le meilleur accord calcul-expérience pour les configurations étudiées. Cependant, la portée de ces conclusions semble fortement amoindrie par les conditions de fonctionnement peu réalistes considérées dans le travail

de Song et al. [2015]: le paramètre d'avance est en effet pris égal à 5, valeur considérablement plus élevée que celles rencontrées en pratique, tandis que le nombre de Reynolds vaut 4000, valeur beaucoup plus faible que les valeurs typiques de nos propres travaux (de l'ordre de  $2 \times 10^6$ ).

Les travaux de Balduzzi, Bianchini, Maleci, et al. [2016] et Balduzzi, Bianchini, Ferrara, et al. [2016] portent eux-aussi sur la simulation d'éoliennes à axe vertical, cette simulation étant réalisée cette fois pour des conditions de fonctionnement représentatives de la réalité physique (contrairement à l'analyse menée dans la référence précédente). Il est intéressant de noter que certains ingrédients de la stratégie numérique développée par ces auteurs rejoignent la stratégie adoptée dans la présente thèse : le modèle de turbulence préconisé par ces auteurs est bien le modèle  $k - \omega$  SST que nous utilisons ; le critère de convergence des simulations porte également sur la variation du coefficient de puissance moyenné sur un tour d'un cycle de rotation au suivant. Les pas de discrétisation en temps sont un peu plus faibles que ceux adoptés dans notre étude ( $0.4^\circ$  pour Balduzzi, Bianchini, Ferrara, et al. [2016] contre  $1^\circ$  dans nos travaux) mais en tout cas bien supérieurs aux préconisations de Trivellato & Raciti [2014].

Nous pouvons également noter que les récents travaux de López et al. [2016] sur la simulation d'hydroliennes à axe vertical adoptent eux-aussi une stratégie de simulation tout à fait similaire à celle que nous avons exposée. La technique de maillage précisément mise en œuvre diffère de la nôtre car elle repose sur la combinaison de maillage quadrangulaires en proche paroi et de maillages triangulaires et non pas sur des maillages de type « cut-cell » tels que ceux que nous avons adoptés. Néanmoins, les principaux choix numériques et de modélisation sont analogues à ceux que nous avons exposés.

Les simulations URANS que nous avons menées pour obtenir la courbe du coefficient de puissance en fonction du paramètre d'avance de la figure 3-4 sont donc réalisées dans les règles de l'art. Chacune de ces simulations URANS 2D représente plusieurs dizaines d'heures de simulation sur un serveur à 6 processeurs, ce coût étant dans une large mesure lié à la nécessité d'effectuer un nombre suffisamment élevé de rotations de la turbine pour assurer l'établissement de l'écoulement à travers la machine et donc le caractère établi du coefficient de puissance instantané qui est ensuite moyenné sur le dernier tour de rotation. Ce coût d'une seule simulation, réalisée pour une valeur fixée du paramètre d'avance, doit être de surcroît multiplié par le nombre de valeurs du paramètre d'avance retenues pour l'étude paramétrique permettant d'identifier la valeur optimale (maximale) du coefficient de puissance (soit un coefficient de puissance moyen de 1.06 pour un paramètre d'avance de 2.3 dans le cas analysé d'une hydrolienne isolée en canal). Le recours à un modèle de type BEM-RANS est donc indispensable pour espérer réaliser des simulations de parcs d'hydroliennes dans des temps de calcul raisonnables (de quelques heures à quelques jours au maximum).

## 3.2 Nouveau type de modèle BEM-RANS pour turbines à axe vertical carénées

Nous avons passé en revue dans le chapitre 2 les différentes stratégies disponibles pour simuler à moindre coût de calcul un parc d'hydroliennes HARVEST. Nous avons conclu que l'approche dite BEM-RANS constituait sans doute le meilleur choix possible pour un modèle rapide car offrant un bon compromis entre gain réalisé en temps de simulation et précision fournie pour l'estimation des performances de chaque machine et du parc. Dans cet état de l'art du chapitre 2, nous avons donné les grandes lignes de la stratégie BEM-RANS dans le cas général d'une machine tournante.

Nous savons ainsi que la mise en œuvre d'une approche BEM-RANS suppose de pouvoir exprimer l'effet produit par les pales du rotor sur l'écoulement traversant la turbine, en se limitant à l'effet moyenné sur un cycle de rotation de la turbine. Cet effet est pris en compte dans les équations stationnaires RANS (et non plus instationnaires URANS) au travers d'un terme source dans les équations de conservation de la quantité de mouvement.

La façon la plus classique et aussi la plus simple de construire ce terme-source consiste à utiliser les coefficients hydrodynamiques relatives au profil de pale considéré pour la turbine. Si par exemple ce profil de pale est de type NACA00xx, on peut récupérer dans la littérature les coefficients hydrodynamiques relatives à ce profil spécifique et utiliser directement les valeurs des coefficients de portance et de traînée fournies par ces courbes pour estimer le terme source à partir d'une information locale (norme de vitesse et incidence) sur le champ de vitesse. Cette approche est par exemple celle suivie dans Shires [2013] pour construire un modèle BEM-RANS d'éolienne à axe vertical.

Une approche analogue mais plus sophistiquée est suivie dans Bianchini et al. [2016a] et Bianchini et al. [2016b] : ces auteurs réalisent des expériences physiques et numériques sur des profils NACA0018 afin d'obtenir des coefficients hydrodynamiques qui prennent correctement en compte par exemple l'effet de cambrure virtuelle induit par la rotation des pales de la turbine à axe vertical.

Pour la présente étude, consacrée au développement d'un modèle BEM-RANS pour une hydrolienne de type HARVEST, il n'est de toute façon pas raisonnable d'imaginer pouvoir se contenter des coefficients hydrodynamiques « sur étagère » pour les profils des pales dans la mesure où l'hydrolienne est munie d'un carénage. L'interaction entre les pales et le carénage conduit à des caractéristiques hydrodynamiques des profils de pale qui peuvent être bien différentes de celles classiquement mesurées pour ces mêmes profils en l'absence du confinement induit par le carénage. Il sera donc nécessaire de réaliser une série de simulations URANS de l'hydrolienne HARVEST pour pouvoir en extraire, suivant une méthodologie que nous allons détailler ci-après, les coefficients hydrodynamiques utiles à l'établissement du modèle BEM-RANS.

De plus, une autre spécificité et originalité de la démarche que nous proposons de suivre tient au fait que nous nous intéressons spécifiquement à la caractérisation des termes-sources du modèle BEM-RANS pour les conditions réelles de fonctionnement de la machine régulée, *c.-à-d.* un fonctionnement qui se fera pour chaque hydrolienne d'un parc ou d'une ferme avec une vitesse de rotation de la machine (ou un paramètre d'avance) permettant de produire une puissance maximale. Nous ne cherchons donc pas à construire des courbes des coefficients hydrodynamiques « quelconques » pour les pales considérées mais des coefficients hydrodynamiques qui soient associés à un fonctionnement au  $\lambda$  optimal.

## 3.2.1 Principes généraux du modèle BEM-RANS d'une hydrolienne HARVEST

### 3.2.1.1 Formulation générale

Comme décrit dans le chapitre 2, l'approche BEM-RANS résout les équations RANS (stationnaires donc) dans un domaine de calcul où les pales du rotor ont été supprimées et remplacées par un ensemble de cellules de calcul discrétisant la surface balayée par les pales du rotor sur une période de révolution. La figure 3-5 montre une vue schématique de la discrétisation de la surface balayée par le rotor. Les équations RANS résolues dans ce domaine fluide dont toutes les zones maillées sont désormais fixes sont similaires au système URANS (équation 3-1); l'équation de continuité reste inchangée tandis que dans l'équation de quantité de mouvement un terme source  $\mathbf{S}$  est ajouté afin de rendre compte des effets (moyennés) du rotor sur l'écoulement :

$$\frac{\partial \overline{U}_i \overline{U}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} + S_i \quad (3-2)$$

Ce terme source  $\mathbf{S}$  est actif localement dans chaque cellule de la surface du rotor virtuel et la pertinence de sa définition conditionne la capacité prédictive du modèle BEM-RANS.

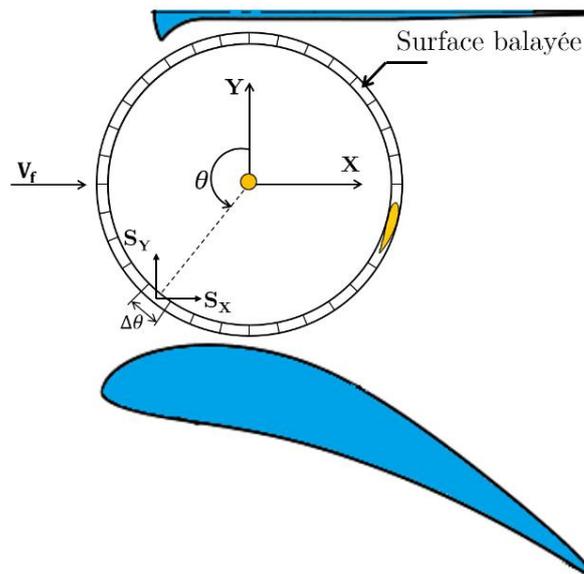
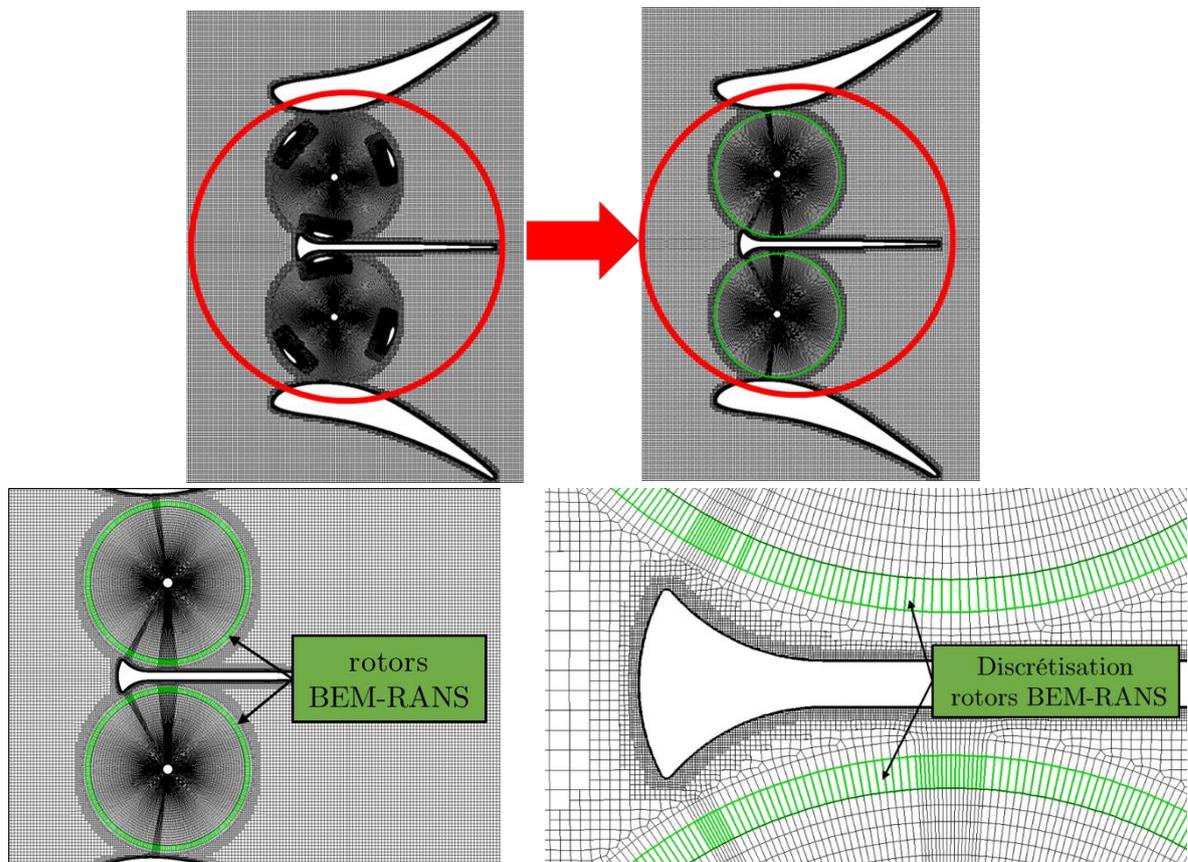


Figure 3-5. Vue schématique de la surface discrétisée utilisée dans le modèle BEM-RANS. Une valeur du terme source  $S_i$  est calculée dans chaque cellule du maillage du rotor

### 3.2.1.2 Maillage BEM-RANS

La figure 3-6 présente une vue plus détaillée d'une grille de calcul réelle pour les calculs BEM-RANS d'une hydrolienne HARVEST (bi-rotors carénée). Le point de départ du processus de génération du maillage BEM-RANS est une chaîne pré-existante de maillage pour calcul URANS c'est-à-dire avec disque mobile incluant les 3 pales et l'axe du rotor. La transformation de ce maillage URANS en un maillage BEM-RANS consiste à supprimer toute

trace des maillages emboîtés qui permettent de bien discrétiser les pales (cf. figure 3-2c) et d'insérer dans le maillage du disque (désormais fixe comme le reste du maillage) une bande annulaire de cellules discrétisant le rotor virtuel ou rotor BEM. La principale difficulté de l'insertion de ce maillage de la surface balayée par les pales réside dans la préservation d'un maillage aussi régulier que possible, en limitant les sauts brusques de taille de maille et en assurant également la coïncidence des nœuds d'interface rotor BEM / stator afin de garantir la continuité des champs physiques à la traversée de l'interface. Le processus de génération du maillage entièrement fixe BEM-RANS à partir d'un maillage URANS comprenant les zones mobiles discrétisant les pales du rotor a été automatisé et sera systématiquement utilisé par la suite pour générer l'ensemble des maillages mis en œuvre pour les simulations BEM-RANS.



**Figure 3-6. Maillage fixe typique pour les calculs BEM-RANS. En haut : (à gauche) maillage complet standard avec prise en compte du rotor (tri-pales) et (à droite) son équivalent dans le modèle BEM-RANS. En bas : (à gauche) vue d'ensemble du stator et la surface balayée par les pales du rotor (en vert) ; (à droite) zoom sur les rotors (virtuels) BEM-RANS discrétisés**

Comme on peut l'observer sur la figure 3-6, l'absence des pales (modélisées et remplacées par un anneau représentatif du domaine balayé par ces pales au cours du temps dans lequel des termes sources d'efforts vont être introduits) permet de réduire le nombre de cellules du domaine de calcul BEM-RANS d'environ 34% par rapport au cas URANS. Cependant, le gain en temps de calcul offert par l'approche BEM-RANS ne se situe pas pour l'essentiel dans la réduction du nombre de cellules de maillage ; de façon plus cruciale, l'approche BEM-RANS correspond à un unique calcul stationnaire, intrinsèquement réalisé

pour la valeur optimale du paramètre d'avance de l'hydrolienne  $\lambda^*$ . Dans le même temps, pour obtenir le même résultat avec l'approche URANS, plusieurs simulations instationnaires sont à réaliser pour différentes vitesses de rotation de la machine (*c.-à-d.* différentes valeurs du paramètre d'avance) afin de ne retenir que les caractéristiques du régime de fonctionnement optimal associées à la valeur optimale de ce paramètre d'avance.

Il nous faut maintenant déterminer le terme-source  $\mathbf{S}$  actif dans chaque cellule du rotor virtuel caractéristique de l'approche BEM-RANS.

### 3.2.1.3 Calcul des termes sources

Comme souligné par Antheaume et al. [2008], les valeurs instantanées des composantes  $F_X$  et  $F_Y$  de la force exercée par le rotor sur le fluide  $F_X$  ne peuvent pas être directement introduites comme termes-sources dans les cellules du rotor BEM parce que ces valeurs ne sont pas compatibles avec la solution stationnaire recherchée. En effet, pour qu'un calcul BEM-RANS puisse être considéré comme « équivalent » à un calcul URANS, la somme des pertes de charge angulaires dans les cellules du rotor virtuel dans le modèle BEM-RANS doit être égale à la perte de charge moyenne produite par les pales sur un cycle de rotation de la turbine dans le modèle URANS.

Lorsque le régime périodique est atteint dans un calcul URANS, les composantes des forces calculées par le modèle URANS,  $F_{X,Y}^{URANS}$ , sont disponibles pour chaque pas de temps sur une révolution complète des pales ou de façon équivalente pour chaque position angulaire  $\theta^{(k)}$ . Les composantes de la force stationnaire  $F_{X,Y}^{(k)}$  appliquées en BEM-RANS dans la  $k$ -ième cellule du rotor virtuel, correspondant à  $\theta^{(k)}$ , sont directement liées à  $F_{X,Y}^{URANS}(\theta^{(k)})$  mais leurs valeurs ne sont pas égales, bien sûr, aux valeurs instantanées des forces URANS aux mêmes positions angulaires. Pour que les valeurs de la force stationnaire  $F_{X,Y}^{(k)}$  soient représentatives du comportement instationnaire URANS moyenné (sur une révolution de la turbine), ces quantités doivent être telles que la somme  $\sum_{k=1}^K F_{X,Y}^{(k)}$  (avec  $K$  le nombre de cellules dans le rotor virtuel discrétisé) soit égale à la valeur moyenne de  $F_{X,Y}^{URANS}$  sur une révolution. Pour un rotor virtuel discrétisé avec des tailles de cellules égales à  $\Delta\theta = 1^\circ$  le nombre de cellules serait égal  $K = 360$ . Une façon simple de réaliser la condition précédente en pratique est de choisir  $F_{X,Y}^{(k)} = F_{X,Y}^{URANS}(\theta^{(k)})/K$ .

Les composantes  $X$  et  $Y$  du terme source  $\mathbf{S}^{(k)}$  introduit dans la  $k$ -ième cellule du rotor virtuel, identifié par la position angulaire  $\theta^{(k)}$ , sont obtenues en écrivant :

$$S_{X,Y}^{(k)} = -\frac{N \times F_{X,Y}^{(k)}}{A} \quad (3-3)$$

où  $N$  est le nombre de pales du rotor (ici  $N = 3$ ) et  $A$  la surface du rotor virtuel (surface balayée par les pales). Le signe - découle du principe d'action et de réaction : les forces  $F_{X,Y}^{(k)}$  correspondent aux efforts exercés par le fluide en écoulement sur les pales du rotor alors que le terme source doit traduire l'effet produit par les pales du rotor sur le fluide en écoulement à travers la turbine.

Comme nous l'avons détaillé dans le premier chapitre de ce mémoire, lors de la description du principe de fonctionnement d'une hydrolienne à axe vertical, les

composantes de la force  $F_{X,Y}^{(k)}$  (qui sont appliquées dans la  $k$  – ième cellule du rotor virtuel) peuvent être déduites de la décomposition de la force totale en portance et traînée dans cette même cellule ou à partir des composantes de la force normale et tangentielle en utilisant des transformations géométriques élémentaires de type rotation (on renvoie en particulier à la figure 1-12 du chapitre 1 pour la description des repères associés à chacune de ces décompositions de la force  $\mathbf{F}$ ):

$$\begin{pmatrix} F_X^{(k)} \\ F_Y^{(k)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\cos(\theta^{(k)}) & -\sin(\theta^{(k)}) \\ -\sin(\theta^{(k)}) & \cos(\theta^{(k)}) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_T^{(k)} \\ F_N^{(k)} \end{pmatrix} \quad (3-4)$$

$$\begin{pmatrix} F_T^{(k)} \\ F_N^{(k)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\cos(\alpha^{(k)}) & \sin(\alpha^{(k)}) \\ -\sin(\alpha^{(k)}) & -\cos(\alpha^{(k)}) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_D^{(k)} \\ F_L^{(k)} \end{pmatrix}$$

où l'angle d'attaque  $\alpha^{(k)}$  est associé à la  $k$  – ième cellule du rotor virtuel. Une stratégie classique consiste donc à exprimer la force exercée par le fluide sur les pales de la turbine en la décomposant en portance et traînée puis à appliquer les transformations (3-4) pour obtenir l'expression des composantes dans le repère absolu et, *in fine*, l'expression du terme source BEM-RANS via (3-3). Les forces de portance et de traînée peuvent elles-mêmes être exprimées en faisant appel aux coefficients de portance et de traînée caractéristiques des profils de pales :

$$F_{L,D}^{(k)} = C_{L,D}(\alpha^{(k)}) \frac{1}{2} \rho [W^{(k)}]^2 c \quad (3-5)$$

où les coefficients de portance et de traînée ne dépendent que de l'angle d'incidence local de l'écoulement (*c.-à-d.*  $\alpha^{(k)}$  calculé pour l'écoulement dans la cellule  $k$  du rotor virtuel de l'approche BEM-RANS) et où on rappelle que la vitesse  $\mathbf{W}^{(k)}$  est la vitesse relative de l'écoulement, c'est-à-dire la vitesse dans le repère lié à la pale (réelle pour le cas URANS et virtuelle pour le cas BEM-RANS). Comme  $\alpha^{(k)}$  peut être calculé à partir de  $\mathbf{W}^{(k)}$  en utilisant (1-7), le calcul de (3-5) et donc celui du terme source de l'équation (3-3) est entièrement défini une fois que la vitesse de référence locale  $\mathbf{W}^{(k)}$  est elle-même définie et que les coefficients de portance et de traînée  $C_{L,D}$  de la pale du rotor sont disponibles.

Le calcul des termes sources du modèle BEM-RANS suppose donc, suivant une approche classique, de se donner une stratégie d'évaluation de la vitesse de référence locale  $\mathbf{W}^{(k)}$  et de disposer de tables pour les valeurs des coefficients de portance et de traînée du profil de pale du rotor. Toutefois, deux obstacles principaux existent à la mise en application de cette approche classique pour la turbine HARVEST à laquelle cette étude est consacrée.

Le premier obstacle, déjà mentionné, est qu'il n'est pas légitime d'utiliser des coefficients hydrodynamiques pour le profil NACA de l'aube qui sont déjà disponibles dans la littérature et obtenues à partir d'expériences en milieu quasi-infini effectuées sur le profil de la pale. Celles-ci ne sont en effet pas représentatives des performances hydrodynamiques réelles des profils de pale au sein de la turbine HARVEST en raison de la présence du carénage et de celle de l'étrave centrale qui introduisent un effet de confinement et d'orientation de l'écoulement non pris en compte dans ces courbes des coefficients hydrodynamiques disponibles sur étagère.

Le second obstacle apparaît dans la définition même de la vitesse locale relative  $\mathbf{W}^{(k)}$  : celle-ci est en effet déduite de la vitesse absolue locale  $\mathbf{V}_0^{(k)}$  dans la cellule  $k$  du rotor virtuel en appliquant la formule (1-2) qui suppose donc connue la vitesse de rotation  $\omega$  de la turbine. Or, la vitesse de rotation d'une turbine n'est pas connue a priori dans notre cas puisque le système de régulation de la turbine adapte en pratique cette vitesse de rotation aux conditions locales de l'écoulement de façon à maximiser le coefficient de puissance produit par la machine. Il faudrait donc imaginer dans ce cas appliquer le modèle BEM-RANS pour plusieurs valeurs de  $\omega$  ou du paramètre d'avance  $\lambda$  jusqu'à atteindre la valeur optimale  $\lambda^*$  du paramètre d'avance. Le coût du modèle BEM-RANS pour prédire la puissance produite par une rangée ou un parc de turbines resterait donc encore élevé en raison de la nécessité persistante d'une étude paramétrique menant à l'identification du paramètre d'avance optimal de chaque rotor de la rangée ou du parc de turbines.

Pour contourner ces deux obstacles, nous proposons et mettons en œuvre dans la section qui suit une méthodologie d'établissement d'un modèle BEM-RANS pour une turbine HARVEST qui prend en compte la géométrie complète de la turbine carénée et le fait que chaque machine opère à son paramètre d'avance optimal  $\lambda^*$ .

### 3.2.2 Méthodologie d'établissement du modèle BEM-RANS

Les composantes  $F_{X,Y}$  utilisées dans l'équation 3-3 pour calculer les termes sources à introduire dans l'équation de quantité de mouvement du modèle BEM-RANS sont fonction de la position angulaire  $\theta$  des cellules du rotor virtuel, de la vitesse de rotation  $\omega$  du rotor et des conditions de l'écoulement à l'amont de la machine, conditions que l'on rassemble dans le jeu de variables  $\xi$ . Dans le cas simple d'un écoulement uniforme à l'amont dans un canal de largeur variable  $W_C$ , le jeu de variables  $\xi$  est réduit à l'amplitude de la vitesse de l'écoulement  $\mathbf{V}_0$  et la largeur du canal  $W_C$  ou le facteur de confinement  $\phi$  ; dans le cas d'un écoulement en amont non uniforme,  $\xi$  rassemble tous les paramètres nécessaires à la description de cette condition d'écoulement amont. Quand elles sont calculées à partir de (3-4) et (3-5) pour une valeur optimale de la vitesse de rotation du rotor  $\omega^*$ , les composantes de la force exercée par le fluide sur une pale du rotor sont telles que :

$$F_{X,Y}(\theta, \xi, \omega^*) = [A(\theta, \alpha)C_D(\alpha) + B(\theta, \alpha)C_L(\alpha)] \frac{1}{2} \rho W^2 c \quad (3-6)$$

où on a volontairement omis de détailler les expressions des coefficients A et B qui proviennent des transformations par rotation entre les différents repères et qui font intervenir la position angulaire  $\theta$  de la pale et l'angle d'incidence locale qui dépend lui-même de la position angulaire, des conditions d'écoulement amont et de la vitesse de rotation du rotor soit  $\alpha = \alpha(\theta, \xi, \omega^*)$ . Dans l'expression (3-6) on a également  $W = W(\theta, \xi, \omega^*)$ . La construction proposée pour le modèle BEM-RANS consiste donc :

- à effectuer une série de calculs URANS autour d'une hydrolienne HARVEST pour différentes conditions d'entrée  $\xi$  et différentes vitesses de rotation  $\omega$ . Pour chaque condition d'entrée  $\xi$ , la valeur optimale  $\omega^*$  donnant la puissance maximale est alors identifiée.
- à définir un processus pour calculer l'angle d'incidence locale  $\alpha$  et la vitesse relative de référence  $W$  pour chaque position angulaire  $\theta$  de la pale.

- à vérifier qu'il est possible en divisant les composantes de force  $F_{X,Y}$  par la pression dynamique de référence (calculée à partir de  $W$ ) de trouver des coefficients hydrodynamiques  $C_D$  et  $C_L$  qui ne dépendent pas ou ne dépendent plus que faiblement de  $\xi$  et  $\omega^*$ .
- à créer alors des tables de valeurs pour ces coefficients de traînée et portance  $C_{D,L}$  propres à la turbine HARVEST en fonctionnement pour un paramètre d'avance optimal.

On montrera dans la section qui suit que cette approche a été en partie concluante. En pratique, il n'est pas trivial de définir un processus de calcul de la vitesse relative locale  $W^{(k)}$  associée à chaque cellule  $k$  du rotor virtuel et il n'est pas toujours possible d'identifier des coefficients hydrodynamiques clairement indépendants des conditions amont et de la vitesse de rotation optimale. Un autre inconvénient, moins crucial sans être pour autant négligeable, d'une telle approche locale est son coût de calcul. Même si les lois de variation pour les coefficients de traînée et portance sont rassemblées une fois pour toutes dans des tableaux de valeurs ou sous forme d'expressions analytiques, le calcul de la vitesse de référence locale  $W$  et de l'angle d'incidence local  $\alpha$  doit être effectué pour chaque cellule du disque rotor BEM et à chaque itération du calcul BEM-RANS. Cette condition peut être légèrement assouplie puisque les valeurs de  $W$  et  $\alpha$  peuvent aussi être gelées pendant quelques itérations sans modifier sensiblement le processus de convergence vers un état stationnaire pour le calcul BEM-RANS.

Le souci de simplicité de mise en œuvre du modèle BEM-RANS et de réduction maximale de son coût d'utilisation a motivé la recherche d'un processus de calcul alternatif où les composantes  $F_{X,Y}$  sont directement exprimées sous la forme :

$$F_{X,Y}(\theta, \xi, \omega^*) = \frac{1}{2} \rho V_d^2(\xi, \omega^*) c C_{X,Y}(\theta) \quad (3-7)$$

On postule donc dans cette approche qu'il est possible de construire des coefficients adimensionnés  $C_{X,Y}$  qui ne dépendent que de la position angulaire de la pale sous réserve de définir une vitesse de référence absolue  $V_d$  appropriée. La méthodologie pour établir un modèle BEM-RANS « global » de la forme (3-7) est analogue à celle décrite précédemment pour le modèle local (3-6). Elle repose sur la même série de calculs URANS réalisée pour diverses conditions d'entrée  $\xi$  et vitesses de rotation optimales  $\omega^*$ , qui est post-traitée afin d'évaluer si des lois « universelles » de variation des coefficients de force  $C_X$  et  $C_Y$  peuvent être identifiées en divisant les composantes de force calculées  $F_X$  et  $F_Y$  par une pression dynamique basée sur une vitesse de référence globale bien choisie  $V_d$ .

Étant donné que le modèle BEM-RANS est prévu pour reproduire l'effet moyen du rotor sur l'écoulement pour un cycle de rotation complet, les champs de l'écoulement des calculs URANS sont exploités pour construire le modèle local (3-6) ou le modèle global (3-7) après avoir été moyennés sur un cycle de rotation de la turbine.

On gardera également en tête que le processus de détermination de la vitesse de référence locale  $W^{(k)}$  pour le modèle local et de la vitesse de référence absolue  $V_d$  pour le modèle global doit pouvoir être adapté du calcul URANS au calcul BEM-RANS. En effet, dans le cas du modèle local en particulier, lorsque l'on met en place une stratégie de détermination de  $W^{(k)}$  pour identifier des coefficients hydrodynamiques globaux « universels » satisfaisant (3-6), on ne dispose pas strictement des mêmes informations

dans le pré-traitement appliqué à la base de données des calculs URANS préliminaires et dans la mise en œuvre ultérieure du calcul BEM-RANS. Pour les calculs URANS, la pale du rotor est en effet géométriquement présente dans le domaine fluide URANS alors que seul le rotor virtuel balayé par les pales subsiste dans le domaine fluide BEM-RANS.

La méthodologie suivie pour obtenir le modèle BEM-RANS de la turbine HARVEST peut donc être finalement résumée comme suit :

- Génération d'une base de données URANS pour une hydrolienne isolée dans un canal, soumise à une variété de conditions amont représentatives des écoulements qui peuvent être « vus » par des hydroliennes situées au sein d'un parc de machine (avec notamment des effets de sillage).
- Exploitation de cette base de données en sélectionnant systématiquement les champs URANS associés à un fonctionnement au paramètre d'avance optimal.
- Identification d'un processus de calcul d'une vitesse locale relative de référence  $W^{(k)}$  pour chaque position angulaire  $\theta^{(k)}$  conduisant à des coefficients hydrodynamiques  $C_D, C_L$  fonction de la seule incidence locale  $\alpha^{(k)}$
- Identification alternative d'un processus de calcul d'une vitesse absolue de référence  $V_d$ , à caractère global, permettant de définir des coefficients hydrodynamiques  $C_X, C_Y$  fonction de la seule position angulaire  $\theta^{(k)}$ .

Une fois ces ingrédients-clés des formules (3-6) et (3-7) identifiés, le modèle BEM-RANS peut être implémenté suivant le protocole résumé dans la figure 3-7 :

- Calcul RANS de l'écoulement dans un domaine fluide entièrement fixe avec substitution de chaque rotor par un rotor virtuel.
- Processus de calcul, adapté à la présence d'un rotor virtuel, pour récupérer à partir de l'itération courante du calcul RANS les quantités « de référence »  $W^{(k)}$  et / ou  $V_d$  nécessaires au calcul des forces  $F_{X,Y}$  dans chaque cellule  $k$  du rotor virtuel.
- Evaluation des composantes  $F_{X,Y}$  dans chaque cellule  $k$  à partir des grandeurs de référence et des tables de coefficients hydrodynamiques ( $C_D, C_L$  ou bien  $C_X, C_Y$ ).
- Calcul du terme source  $\mathbf{S}$  du modèle BEM-RANS et nouvelle itération de la simulation conduisant à un nouveau champ physique auquel les étapes précédentes peuvent être appliquées jusqu'à convergence vers un état stationnaire.

Une fois l'implémentation du modèle BEM-RANS réalisée, la dernière étape de la méthodologie proposée et suivie dans cette thèse consiste en une étape de validation du modèle avant de procéder à son exploitation pour le calcul de parcs de machines.

La validation suppose de pouvoir comparer les résultats fournis par le modèle BEM-RANS à des résultats de référence qui seront systématiquement les résultats fournis par une approche URANS (incluant bien sûr la coûteuse recherche du paramètre d'avance optimal associé à chacune des machines présentes dans la simulation). Cette étape de validation sera réalisée dans le chapitre 4 du mémoire. Le critère de validation privilégié dans nos travaux est la prédiction correcte du coefficient de puissance d'une machine.

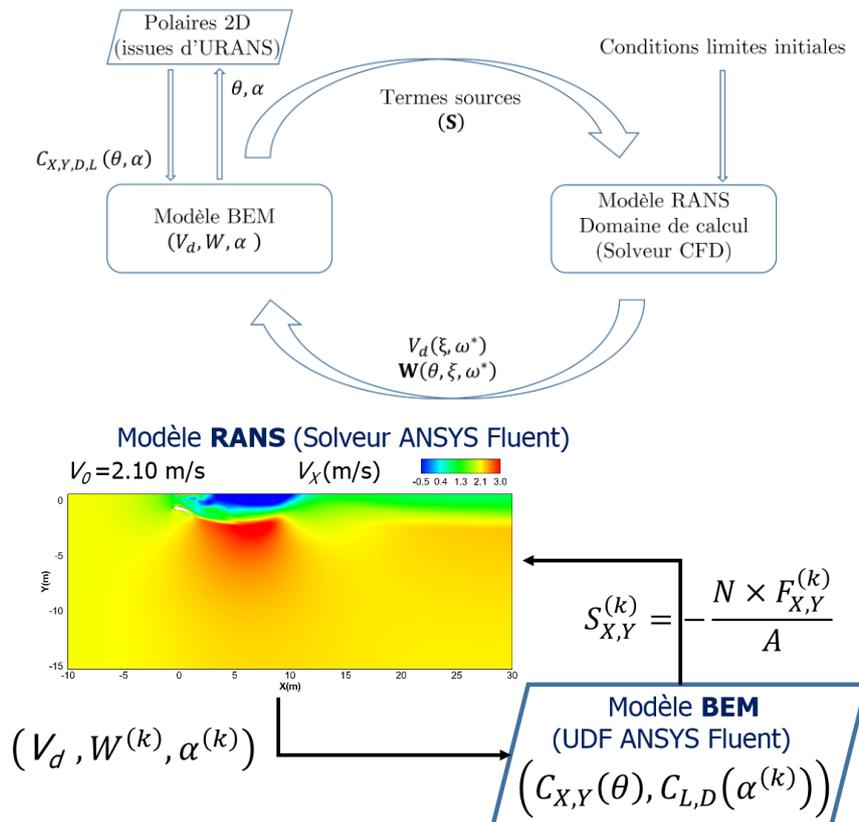


Figure 3-7. Diagramme de la procédure de résolution du modèle BEM-RANS

Dans la section suivante, nous allons présenter en détaille la méthodologie suivie pour établir les courbes des coefficients hydrodynamiques  $C_{X,Y}$  et  $C_{D,L}$  à partir des simulations « haute-fidélité » URANS sur une turbine opérant à vitesse de rotation optimale.

### 3.2.3 Exploitation des calculs URANS pour la fermeture du modèle BEM-RANS

Les simulations numériques réalisées pour établir le modèle BEM-RANS ont été conduites pour une configuration de machine isolée dans un canal, telle que décrite dans la section 3.1.2 du présent chapitre. Le protocole de simulation URANS est celui détaillé dans la première section du chapitre, qui assure une bonne fiabilité des résultats URANS, considérés comme résultats de référence. Par rapport à la simulation présentée dans la section 3.1.2, on se donne la possibilité de faire varier le facteur de confinement  $\phi$  de la turbomachine et la vitesse  $V_0$  du fluide à l'entrée du domaine de calcul (qui n'est pas nécessairement un profil de vitesse uniforme).

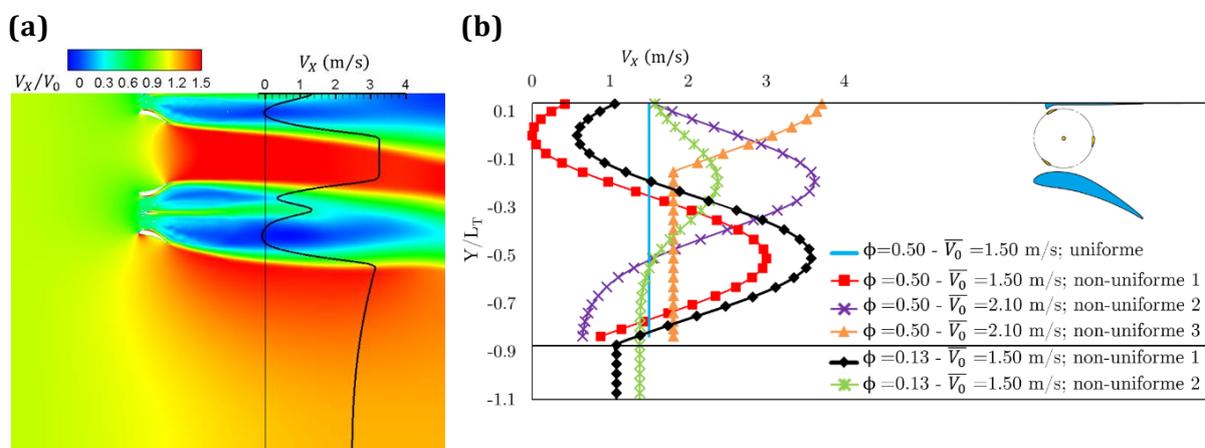
#### 3.2.3.1 Domaine de calcul

Toutes les simulations numériques sont effectuées en exploitant la symétrie de la turbine et en se limitant donc à simuler un seul rotor dans le domaine fluide  $Y \leq 0$  avec une condition de symétrie appliquée le long de l'axe  $X$ . Une condition de glissement est appliquée sur la paroi du canal – on choisit volontairement de ne pas décrire la couche limite qui se développe le long de cette paroi solide afin de limiter le coût des (nombreuses)

simulations à réaliser. Cette simplification est sans conséquence sur la démarche suivie : il ne s'agit pas en effet de disposer à ce stade d'une prédiction particulièrement réaliste de l'écoulement autour de la turbine HARVEST placée dans un canal mais de construire une base de données de la réponse de la turbine à un jeu de conditions de fonctionnement (profils de vitesse en entrée, facteur de confinement) qui soit suffisamment riche pour permettre d'en tirer les éléments constitutifs d'un modèle BEM-RANS. Suivant la même logique, l'entrée du domaine de calcul est positionnée à distance de  $2.5L_T$  à l'amont de la turbine et la sortie à  $7.5L_T$  à l'aval de la turbine. La faible distance entre la condition d'entrée et la turbine est choisi à dessein : elle permet d'une part de réduire les coûts de calcul et, surtout, elle assure aussi une forte influence du profil de vitesse d'entrée sur la réponse de la turbine.

### 3.2.3.2 Cas d'études

Le plan d'expériences URANS a été réalisé pour une combinaison de : cinq largeurs de canal différentes ( $W_C$ ) pour étudier les effets dus au facteur de confinement ( $\phi$ ), cinq profils de vitesse uniformes et cinq profils de vitesse non-uniformes à l'entrée du domaine,  $(V_x, V_y) = (V_0, 0)$ , pour étudier l'influence de la vitesse de l'écoulement incident sur la puissance produite par la turbine (et sur le développement de son sillage). Les profils de vitesse non-uniformes utilisés dans le plan d'expériences (cf. figure 3-8b) sont une reproduction des profils de vitesse qui peuvent être typiquement trouvés dans le sillage des simulations numériques des convertisseurs HARVEST (figure 3-8a). Dans la perspective de futures simulations de parcs multi-rangées, nous avons donc souhaité inclure de tels profils de vitesse à l'amont (proche) de la turbine isolée calculée.



**Figure 3-8. (a) Profils de vitesse typiques (perpendiculaires à la direction  $X$  de l'écoulement) trouvés à l'aval des simulations des turbomachines HARVEST et (b) profil de vitesse non-uniformes utilisés dans le plan d'expérience URANS**

Les différentes configurations calculées sont récapitulées dans le tableau 3-2. Pour chacune des configurations d'écoulement définies par un facteur de confinement et un profil de vitesse en entrée, il est nécessaire de réaliser une étude paramétrique sur le paramètre d'avance  $\lambda$  afin d'estimer la valeur optimale  $\lambda^*$  associée à la configuration étudiée. Pour chacun des 38 cas d'étude définissant un jeu de paramètres  $\xi$ , entre trois et cinq simulations numériques avec différentes valeurs du paramètre d'avance  $\lambda$  sont donc réalisées pour estimer  $\lambda^*$  maximisant le coefficient de puissance de la machine. Au total,

170 calculs URANS ont donc été réalisés, chacun de ces calculs représentant plusieurs dizaines d’heures de simulation pour assurer un écoulement établi sur un cycle de rotation de la machine (cf. critère de convergence détaillé dans la section 3.1.2.4). Pour chacune des 38 configurations distinctes, seuls les champs correspondant à la vitesse de rotation optimale de la turbine ont été alors post-traités et analysés pour déterminer les grandeurs de référence nécessaires à l’établissement du modèle BEM-RANS.

Profil de vitesse	Uniforme						Non uniforme 1		Non uniforme 2		Non uniforme 3	
$V_0 \left(\frac{m}{s}\right)$	1.20	1.50	1.80	2.10	2.40	2.70	1.50	2.10	1.50	2.10	1.50	2.10
$\phi$												
0.500	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.3	2.3	2.9	3.0	x	3.4
0.333	2.4	2.3	2.3	2.3	2.3	2.3	x	x	x	x	x	x
0.250	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	x	x	x	x	x	x
0.167	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	x	x	x	x	x	x
0.125	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.7	x	1.7	x	1.9	x

Tableau 3-2. Ensemble de paramètres de chaque cas d’étude avec son  $\lambda^*$  correspondant

### 3.2.4 Analyse des résultats : modèle BEM-RANS global

L’analyse des calculs URANS dans la perspective d’établir une relation du type (3-7) faisant intervenir une vitesse de référence absolue globale dans l’expression des efforts exercés sur les pales de la turbine a conduit à identifier comme vitesse globale de référence  $V_d$  la vitesse débitante moyenne traversant la turbine. Cette vitesse est calculée pour chaque rotor de la turbine séparément à partir d’un bilan du flux massique  $\dot{m}$  effectué sur une surface de contrôle indiquée sur la figure 3-9. Chaque surface de contrôle est composée de trois zones de contrôle notées zones {1,2,3} pour le rotor 1 et zones {3,4,5} pour le rotor 2. La vitesse débitante  $V_d$  pour chaque rotor est ainsi estimée à partir de la relation 3-8 :

$$V_d = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (3-8)$$

où  $A$  est la surface transversale d’un rotor.

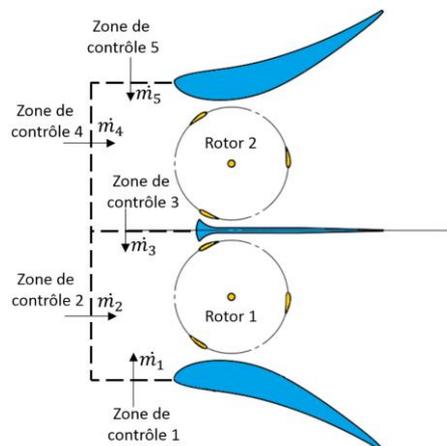
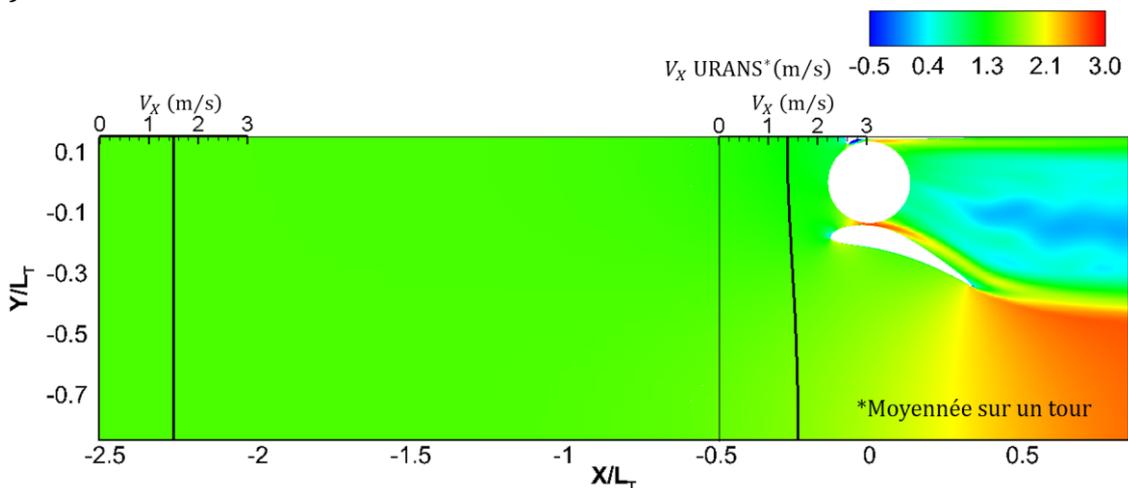


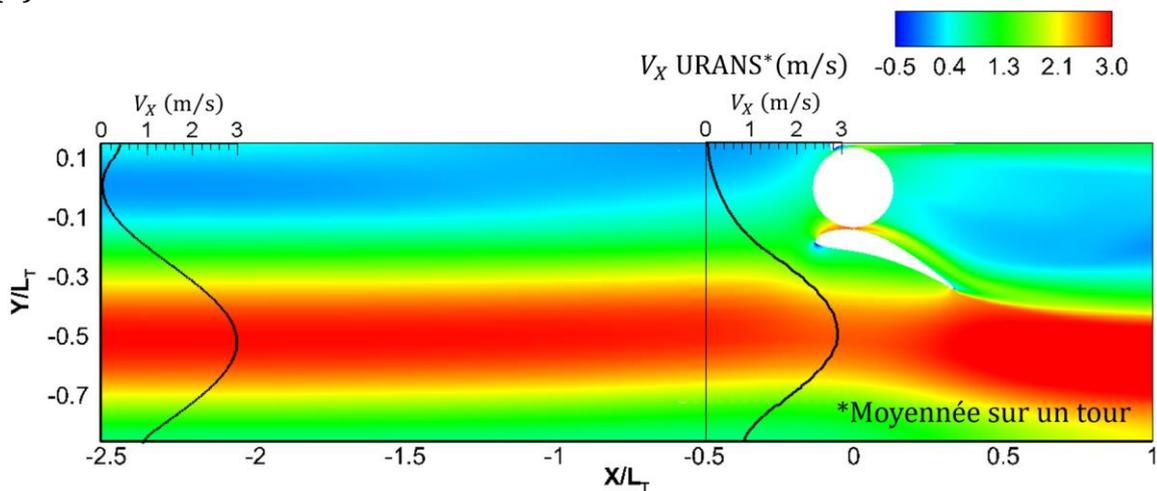
Figure 3-9. Surfaces de contrôle pour l’estimation de la vitesse débitante  $V_d$  traversant chaque rotor de la turbine

Nous nous sommes tout d'abord attachés à l'établissement d'un modèle global dans la mesure où il présente l'intérêt d'une plus grande simplicité de mise en œuvre. Le modèle global est présenté en deux temps. Une première séquence d'analyse est limitée aux simulations réalisées pour des profils de vitesse d'entrée uniformes (cf. exemple d'écoulement de la figure 3-10a) ; cette analyse va nous permettre d'établir un modèle global particulièrement attractif (précis et simple). Cependant, une seconde séquence d'analyse réalisée en prenant en compte les simulations effectuées pour des profils de vitesse d'entrée non-uniformes (cf. l'écoulement de la figure 3-10b) va mettre en évidence les limites prédictives de ce modèle global et nous inciter donc à établir de façon complémentaire un modèle local de type (3-6).

(a)



(b)



**Figure 3-10. Champs de vitesse  $V_x$  du calcul URANS moyennés sur la dernière rotation de la turbine (écoulement établi). Seule la zone statorique du maillage URANS est présentée. Profil de vitesse d'entrée uniforme (a) et de type non-uniforme 1 (b)**

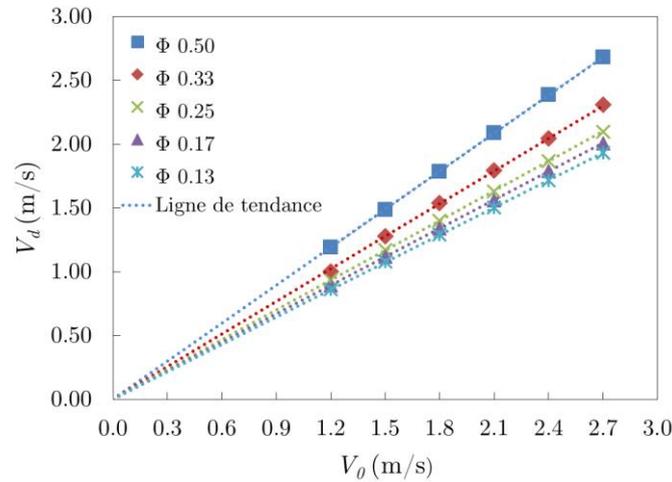
Les résultats des 30 cas de calcul correspondant à des conditions d'entrée uniformes (vitesse  $V_0$  variable et facteur de confinement variable, cf. tableau 3-2) sont tout d'abord analysés.

(i) Effet de la vitesse d'entrée et du facteur de confinement sur la vitesse débitante  $V_d$  traversant la turbine

La figure 3-11 montre la variation de la vitesse débitante moyenne  $V_d$  traversant la turbine en fonction de la vitesse d'entrée  $V_0$  pour chaque facteur de confinement calculé. Rappelons à nouveau, ce point est essentiel, que chacun de ces résultats est présenté pour la valeur du paramètre d'avance correspondant au choix optimum de  $\lambda$  c'est-à-dire à la valeur  $\lambda^*$  conduisant à la valeur maximale du coefficient de puissance  $C_p$  de la turbine opérant dans les conditions définies par  $\xi = (V_0, \phi)$ . On observe sur la figure 3-11 une relation linéaire entre la vitesse débitante à travers la turbine et la vitesse d'entrée à l'amont de la turbine :

$$V_d = kV_0 \quad (3-9)$$

où le coefficient  $k$  dépend uniquement du facteur de confinement.



**Figure 3-11. Vitesse débitante traversant la turbine en fonction de la vitesse d'entrée à l'infini amont de la turbine pour différents facteurs de confinement  $\phi$**

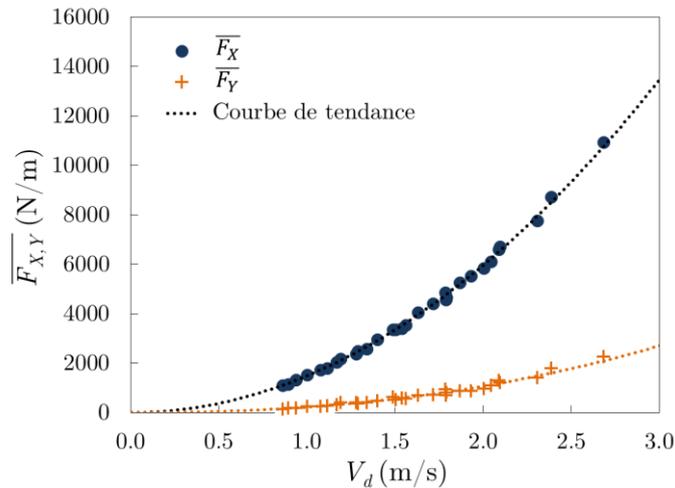
(ii) Relation entre la vitesse débitante moyenne  $V_d$  traversant la turbine et les efforts moyennés sur les pales

La figure 3-12 présente la variation des efforts  $\overline{F}_X$  et  $\overline{F}_Y$  produits par le calcul URANS et moyennés sur un tour en fonction de la vitesse débitante traversant la turbine pour chacune des 30 simulations à profil de vitesse d'entrée uniforme. On observe que la relation entre les efforts  $\overline{F}_X$  et  $\overline{F}_Y$  et la vitesse débitante  $V_d$  est bien approchée par une relation quadratique (même si un petit écart existe pour la composante suivant  $Y$ ) :

$$\overline{F}_X(V_d) = k_X V_d^{2.0} \quad \overline{F}_Y(V_d) = k_Y V_d^{2.3} \quad (3-10)$$

où  $k_X = 1479$  et  $k_Y = 218$  sont des coefficients constants.

Ce résultat nous incite donc à retenir la vitesse débitante comme vitesse de référence pour le modèle BEM-RANS global et à poursuivre l'analyse en étudiant maintenant l'évolution des efforts  $F_X$  et  $F_Y$  selon la position angulaire de la pale de turbine.



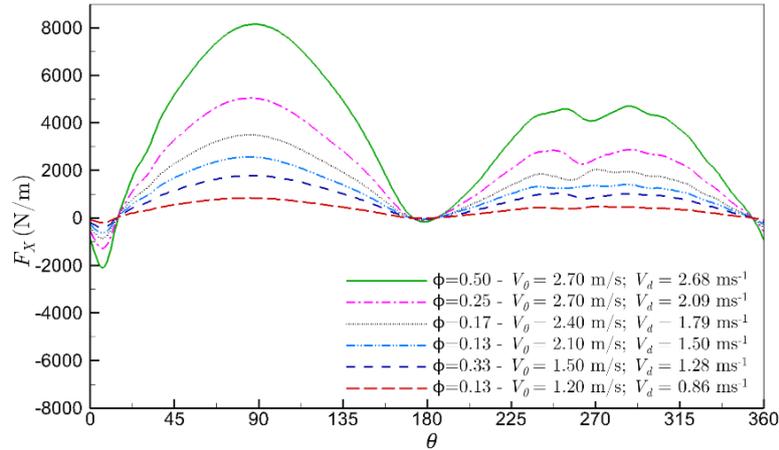
**Figure 3-12. Forces hydrodynamiques moyennées sur un tour obtenues numériquement par simulation URANS et tracées en fonction de la vitesse débitante moyenne traversant le rotor ( $V_d$ )**

(iii) Variation angulaire des efforts

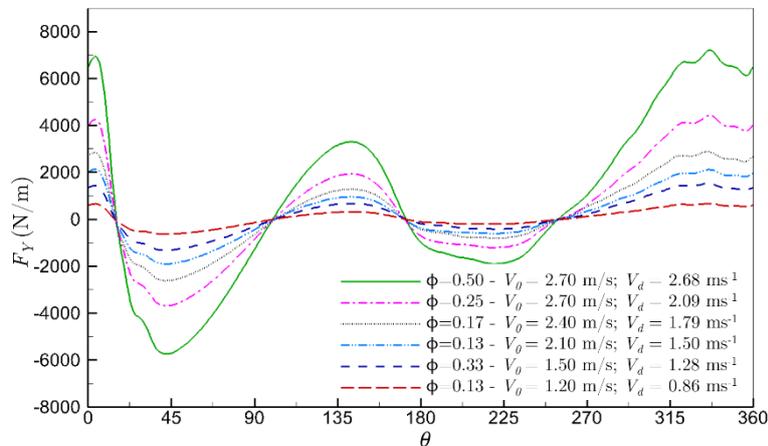
La figure 3-13 présente les courbes caractéristiques de l'évolution angulaire (selon  $\theta$ ) des efforts  $F_X$  et  $F_Y$  exercés par l'écoulement sur une pale de la turbine. Cette figure est en réalité une version simplifiée de la figure complète qui devrait contenir 30 courbes pour chacune des configurations calculées. Pour des raisons de clarté, on se limite à présenter six courbes retenues comme représentatives. Chaque courbe correspond à une valeur différente de la vitesse débitante moyenne traversant le rotor, avec une vitesse débitante minimale de 0,86 m/s et une valeur maximale de 2.64 m/s. On souligne à nouveau que ces profils d'évolution des efforts sont spécifiques au fonctionnement optimal de la turbine pour chaque combinaison de vitesse amont et de facteur de confinement, *c.-à-d.* au fonctionnement à paramètre d'avance  $\lambda^*$ . On peut noter un décalage angulaire d'environ  $45^\circ$  des lieux des maximums et minimums entre les courbes des efforts  $F_X$  et  $F_Y$ , avec des valeurs nulles pour  $F_X$  à  $15^\circ$ ,  $170^\circ$  et  $350^\circ$  et pour  $F_Y$  à  $15^\circ$ ,  $100^\circ$ ,  $170^\circ$ ,  $250^\circ$ .

Nous présentons ensuite sur la figure 3-14a les évolutions angulaires des efforts  $F_X$  et  $F_Y$  adimensionnés par la pression dynamique calculée à partir de la vitesse débitante  $V_d$ , *c.-à-d.* les coefficients  $C_{X,Y}$  définis par la formule (3-7). La pertinence du choix de la vitesse débitante traversant la turbine comme vitesse absolue de référence est très clairement mise en évidence puisque la très bonne superposition des différentes courbes, correspondant à différents jeux de conditions de fonctionnement  $\xi$ , traduit bien qu'il est possible d'obtenir une expression des coefficients  $C_{X,Y}$  qui ne dépend plus que de la seule position angulaire  $\theta$ . Il existe certes quelques écarts entre les différentes courbes adimensionnées / normalisées dans deux zones des fortes perturbations de l'écoulement : entre  $250^\circ$  et  $270^\circ$  pour les coefficients d'efforts  $C_X$  et entre  $320^\circ$  et  $360^\circ$  pour les coefficients d'efforts  $C_Y$ . Ces perturbations sont dues à la présence du carénage et à celle de l'arbre de la turbine.

(a)



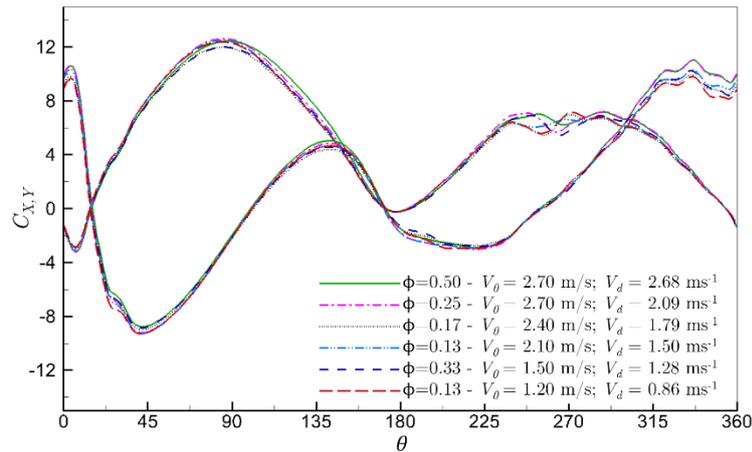
(b)



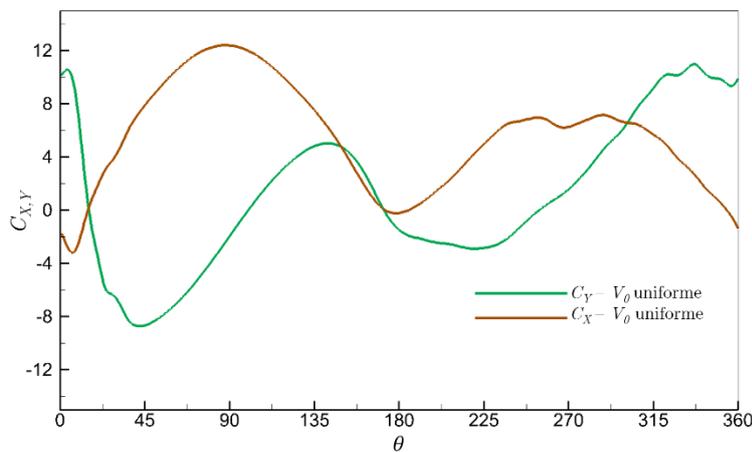
**Figure 3-13. Evolution angulaire des efforts  $F_X$  (a) et  $F_Y$  (b) développés par une pale de la turbine pour différentes valeurs de la vitesse de référence ( $V_d$ )**

On peut déduire de la figure 3-14a, par une simple prise de moyenne, une courbe générique d'évolution des efforts ( $C_X, C_Y$ ) sur un tour de turbine pour la valeur optimale du paramètre d'avance  $\lambda^*$  quel que soit le facteur de confinement  $\phi$  ou la vitesse d'entrée  $V_0$  (figure 3-14b), à condition toutefois que celle-ci soit bien uniforme (puisque seules les configurations à profil d'entrée uniforme ont été jusqu'à présent exploitées dans la base de données des calculs URANS). Les courbes « universelles » de la figure 3-14b et le processus de calcul de la vitesse de référence  $V_d$  définissent entièrement le modèle BEM-RANS global puisqu'ils permettent d'appliquer à chaque étape du processus itératif de simulation la formule (3-7) pour le calcul des efforts utilisés dans le terme source  $\mathbf{S}$ . En réalité, l'analyse de l'écoulement s'avère plus délicate si on prend en compte des profils de vitesse en entrée du domaine fluide (donc « vus » par la turbine) qui ne sont pas nécessairement uniformes. Une telle généralisation est indispensable si on veut appliquer le modèle BEM-RANS dans le contexte général de parcs multi-rangées où les effets de sillage seront importants.

(a)



(b)

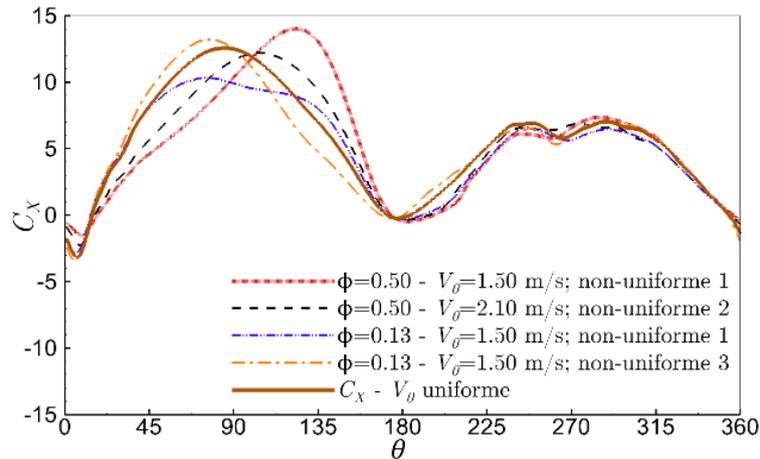


**Figure 3-14. Evolution angulaire des efforts normalisés développés par une pale de la turbine pour (a) différents vitesse débitante  $V_d$  et (b) une configuration générique**

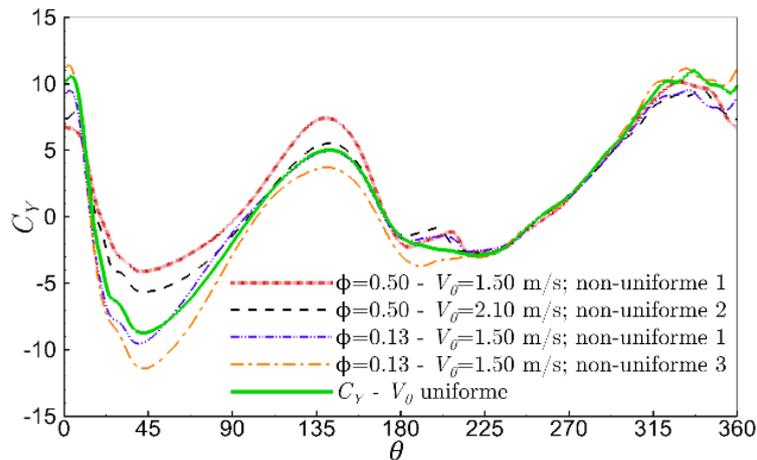
(iv) Analyse incluant des profils de vitesse d'entrée non-uniformes

La figure 3-15 présente l'évolution des coefficients d'efforts hydrodynamiques ( $C_{X,Y}$ ) agissant sur les pales de la turbine pour différents positions angulaires ( $\theta$ ) dans le cas de 4 des configurations « non-uniformes » mentionnées dans le tableau 3-2. Il s'agit donc de l'équivalent pour le cas non-uniforme de la figure 3-14 obtenue pour le cas uniforme. A nouveau, par souci de lisibilité de la figure, on a choisi de ne pas reporter les 8 simulations réalisées mais seulement 4 d'entre elles. On trace également sur la figure 3-15 l'évolution « universelle » des coefficients  $C_{X,Y}$  illustrée sur la figure 3-14b. On peut ainsi constater que les coefficients d'efforts agissant sur les pales de la turbine dans la direction  $X$  et  $Y$  pour les configurations non-uniformes se superposent de façon très satisfaisante à la loi d'évolution universelle précédemment obtenue, pour des positions angulaires  $\theta \in [150^\circ, 360^\circ]$  et  $\theta \in [0^\circ, 30^\circ]$  (c'est-à-dire purement sur la partie aval du rotor).

(a)



(b)



**Figure 3-15. Comparaison de l'évolution angulaire des coefficients des efforts développés par une pale de la turbine lors d'un écoulement incident uniforme et non-uniforme**

Ce bon accord entre l'ensemble des courbes est dû au fait que le carénage et l'étrave réorientent les lignes de courant du fluide à l'aval du rotor ce qui limite l'impact des différents profils de vitesse amont (uniformes ou non). Cependant, sur la plage de position angulaire  $30^\circ \leq \theta \leq 150^\circ$ , qui correspond donc à la zone amont du rotor, les courbes des coefficients d'efforts ne se superposent plus du tout selon le profil de vitesse d'entrée utilisé dans la simulation. Il n'est donc plus possible dans ce cas de construire une relation du type (3-7) : les coefficients hydrodynamiques obtenus en normalisant les efforts URANS moyennés par une pression dynamique calculée à partir de la vitesse débitante dépendent à la fois de la position angulaire  $\theta$  et des conditions de fonctionnement  $\xi$ . Il est donc nécessaire de compléter ce modèle BEM-RANS global par un modèle local, pour le calcul des termes-sources dans les cellules du demi-disque amont du rotor virtuel.

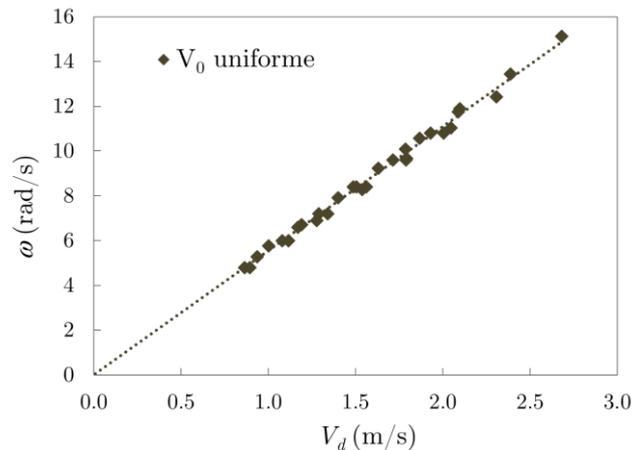
(v) Relation entre vitesse débitante  $V_d$  et vitesse de rotation optimale  $\omega^*$

Avant de procéder dans la section qui suit à l'établissement d'un modèle BEM-RANS local, on finalise l'exploitation des calculs URANS de la base de données d'un point de vue global. On anticipe, sur la base de la formule (3-6), que le modèle local va faire appel à une vitesse de référence locale qui est une vitesse relative. Pour calculer cette vitesse relative, il est nécessaire de disposer d'une estimation de la vitesse optimale de rotation de la

turbine. On présente sur la figure 3-16 la variation de la vitesse de rotation optimale  $\omega^*$  du rotor des turbines HARVEST en fonction de la vitesse débitante moyenne traversant la turbine  $V_d$  pour les configurations d'écoulement avec profils de vitesse d'entrée uniformes. On note que la vitesse optimale de rotation augmente linéairement avec la vitesse débitante moyenne traversant la turbine :

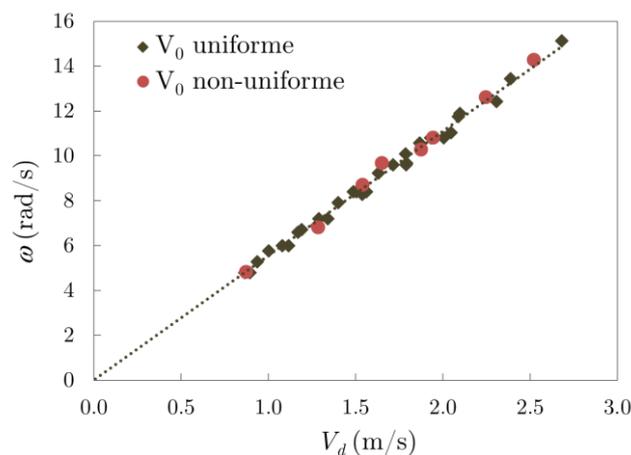
$$\omega^*(V_d) = kV_d \quad (3-11)$$

avec  $k = 5.5$  un coefficient constant, indépendant de la configuration d'écoulement.



**Figure 3-16. Vitesse de rotation optimale en fonction de la vitesse débitante traversant la turbine**

Lorsque l'on étend l'analyse des résultats aux configurations d'écoulements à profils de vitesse d'entrée non-uniformes, on observe (cf. figure 3-17) que la relation 3-11 entre vitesse optimale de rotation de la turbine et vitesse débitante à travers la turbine reste très bien vérifiée. A chaque itération du calcul BEM-RANS, il est donc possible d'estimer la valeur de  $\omega^*$  à partir de la vitesse débitante  $V_d$ . En appliquant alors la formule (1-2) dans chaque cellule du rotor virtuel, où on dispose du champ de vitesse locale absolue, on peut en déduire le champ de vitesse locale relative qui intervient dans le modèle local, à la fois pour le calcul de la pression dynamique de référence et pour l'estimation de l'angle d'incidence.

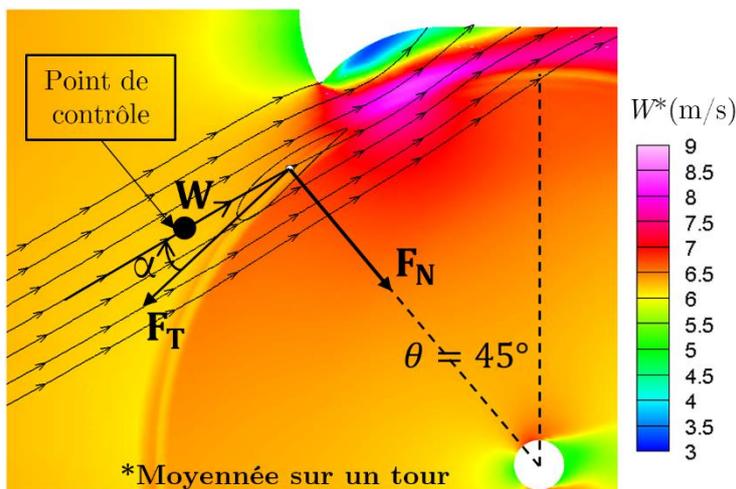


**Figure 3-17. Relation typique entre la vitesse de rotation optimale  $\omega^*$  et la vitesse débitante traversant le rotor de la turbine  $V_d$**

### 3.2.5 Analyse des résultats : modèle BEM-RANS local

Pour établir un modèle BEM-RANS local, il est nécessaire de se doter d'un processus de calcul de la vitesse de référence  $\mathbf{W}^{(k)}$  (dont on déduit la norme  $W^{(k)}$  et l'angle d'incidence  $\alpha^{(k)}$  dans chaque cellule  $k$  du rotor virtuel) qui puisse être appliqué à la configuration BEM-RANS où la géométrie de la pale n'est plus représentée dans la simulation de l'écoulement. La méthodologie appliquée au post-traitement du champ de l'écoulement URANS, moyennée sur un tour de la turbine, se résume donc ainsi :

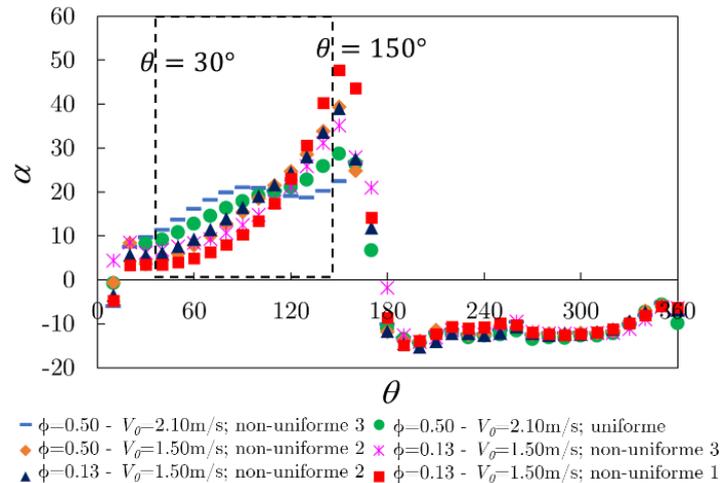
- (i) pour chaque position angulaire  $\theta$  de la pale, la vitesse relative locale  $\mathbf{W}$  est déduite du champ de vitesse absolue moyenne  $\mathbf{V}$  en utilisant l'équation (1-2) dans laquelle la vitesse de rotation (optimale) est déduite de (3-11), la vitesse débitante  $V_d$  étant évaluée par ailleurs pour pouvoir mettre en œuvre le modèle global.
- (ii) la ligne de courant (calculée à partir du champ de vitesse relative locale) passant par le centroïde de la pale est parcourue dans la direction amont jusqu'à ce que la variation de la direction de l'écoulement/de la norme de la vitesse relative locale le long de cette ligne de courant soit inférieure à un seuil prescrit (voir figure 3-18).
- (iii) la vitesse relative  $\mathbf{W}$  est calculée au point atteint à la fin de l'étape ii) et ses composantes sont utilisées pour définir l'angle d'attaque en utilisant (1-7), tandis que sa norme définit la vitesse de référence utilisée dans l'équation (3-6). La figure 3-19 montre une évolution typique de l'angle d'attaque  $\alpha$  en fonction de la position angulaire de  $\theta$  pour un ensemble spécifique de conditions d'entrée  $\xi$ .
- (iv) les coefficients de traînée et de portance  $C_{D,L}$  peuvent alors être déduits des valeurs calculées de  $F_{X,Y}$  et des valeurs estimées de  $\alpha$  et  $W$  en utilisant la relation (3-6).



**Figure 3-18. Méthodologie utilisée pour la dérivation des courbes universelles  $C_D$  et  $C_L$  et l'application du modèle BEM-RANS local. Lignes de courant de la vitesse relative  $W$  pour la position angulaire  $\theta = \pi/4$ , avec le point de contrôle en amont où l'angle d'attaque et la vitesse de référence sont calculées**

Signalons que la procédure qui vient d'être décrite pour le post-traitement des simulations URANS en vue de l'établissement d'une relation du type (3-6) peut être facilement adaptée par la suite à la mise en œuvre du modèle BEM-RANS. Même si le maillage BEM-RANS ne contient plus les pales de la turbine, on peut déterminer  $\mathbf{W}^{(k)}$  pour

chaque cellule  $k$  (position angulaire  $\theta^{(k)}$ ) du rotor virtuel, en progressant vers l'amont à partir d'une ligne de courant passant par le centre de la cellule.

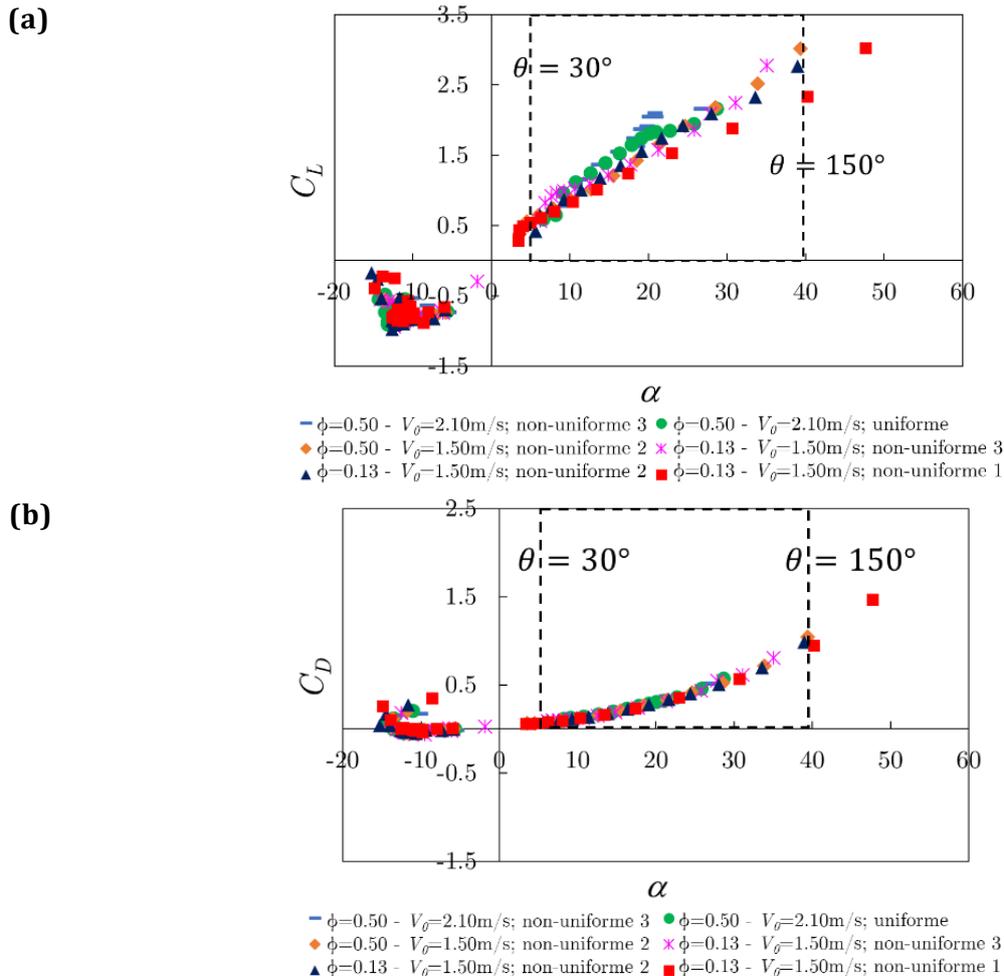


**Figure 3-19. Evolution typique de l'angle d'attaque d'une pale de turbine en fonction de la position angulaire**

On présente sur la figure 3-20 quelques-unes des courbes d'évolution des coefficients de portance (a) et de traînée (b) en fonction de l'angle d'incidence calculées à partir du post-traitement des simulations URANS. L'intégralité des 38 simulations du tableau 3-2 a été analysée suivant la procédure décrite ci-dessus. Nous ne présentons que 6 courbes sur la figure 3-20 afin de préserver la lisibilité de ces figures. Les courbes présentées ont été retenues car elles définissent l'enveloppe des variations des courbes des coefficients adimensionnés en fonction de l'incidence.

La similitude entre ces différentes courbes est suffisante pour extraire une courbe unique moyenne pour le coefficient de traînée et portance  $C_{D,L}$ , au moins lorsque l'angle d'attaque  $\alpha$  varie entre environ  $10^\circ$  et  $30^\circ$ , ce qui correspond à une position angulaire  $\theta$  entre  $30^\circ$  et  $150^\circ$ . Etablir une courbe universelle pour  $C_{D,L}$  lorsque la position angulaire  $\theta$  se situe en dehors de cet intervalle apparaît comme une démarche douteuse puisque aucune tendance claire n'est observée lors de la superposition des courbes correspondant à diverses conditions d'entrée  $\xi$ .

En fait, pour une position angulaire  $\theta$  variant entre  $0^\circ$  et  $30^\circ$  et entre  $150^\circ$  et  $360^\circ$ , le modèle local de type (3-6) qui vient d'être établi est remplacé par le modèle de type global (3-7) précédemment établi et dont nous avons vu qu'il était pertinent pour la gamme de position angulaire non-couverte par le modèle local.



**Figure 3-20. Courbes des coefficients hydrodynamiques typiques des coefficients hydrodynamiques  $C_{D,L}$  caractérisant les forces produites par une pale des convertisseurs HARVEST en fonction de l'angle d'attaque pour différentes conditions d'entrée**

## 3.2.6 Modèle final BEM-RANS

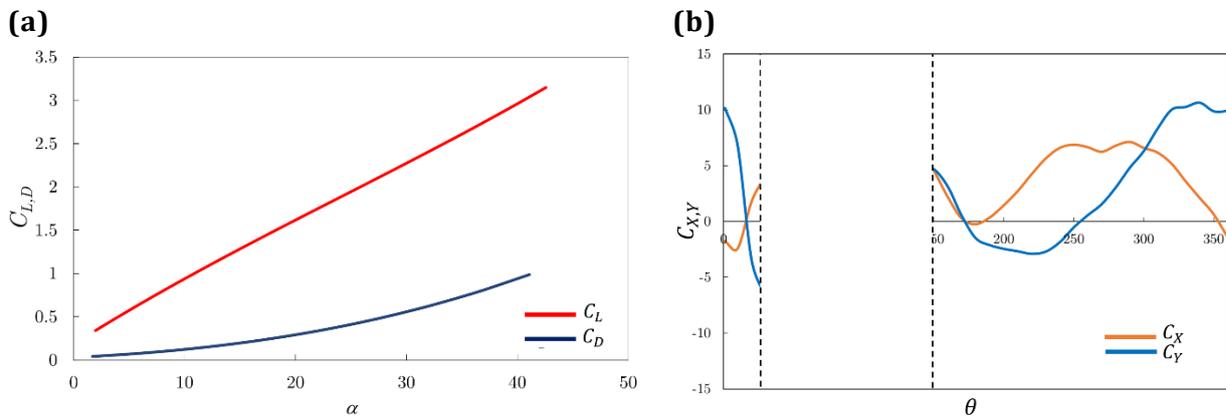
### 3.2.6.1 Champs hydrodynamiques locaux / globaux

Le modèle BEM-RANS établi à partir de l'analyse du plan d'expériences des simulations URANS est résumé par les figures 3-21 et 3-22. A chaque itération du calcul BEM-RANS, deux procédures d'analyse du champ courant sont exécutées :

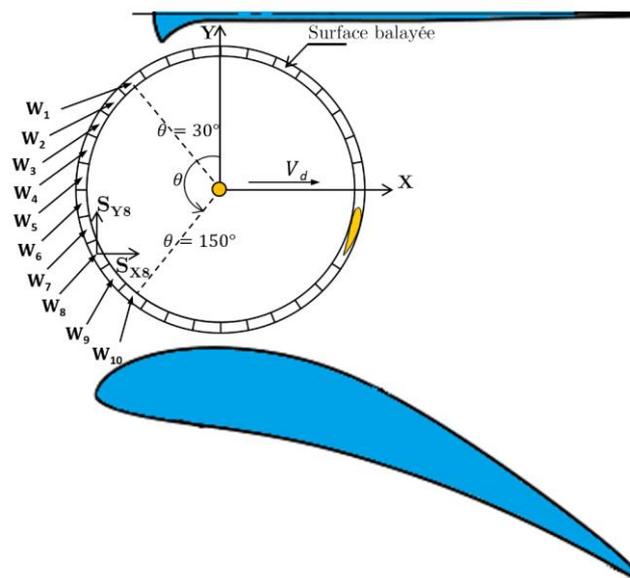
- Une procédure de calcul de la vitesse globale absolue  $V_d$  traversant la turbine suivant le protocole décrit en 3.2.4. La relation (3-11) est appliquée pour en déduire une estimation de la vitesse de rotation (optimale) de la turbine.
- Une procédure de calcul de la vitesse locale relative  $\mathbf{W}^{(k)}$  associée à chaque cellule du rotor virtuel, suivant le protocole décrit en 3.2.5 et en utilisant l'estimation de  $\omega^*$  pour passer des vitesses absolues aux vitesses relatives. L'angle d'incidence local  $\alpha^{(k)}$  est également déduit de la vitesse locale amont.

Le modèle local, décrit dans 3.2.5 et synthétisé par les courbes universelles  $C_{D,L}$  de la figure 3-21a, est alors appliqué dans la partie amont du rotor virtuel BEM-RANS,

précisément pour  $\theta \in [30^\circ, 150^\circ]$ . Dans le reste du rotor virtuel BEM-RANS, c.à.d. dans la zone  $\theta \in [0^\circ, 30^\circ]$  et  $\theta \in [150^\circ, 360^\circ]$ , le modèle global décrit dans la section 3.2.4 est appliqué pour calculer  $F_{X,Y}$  à partir des courbes universelles de la figure 3-21b.



**Figure 3-21. Courbes des coefficients hydrodynamiques utilisées pour alimenter le modèle BEM-RANS. (a) Modèle basé sur une vitesse globale calculée comme la vitesse débitante traversant le rotor de la turbine. (b) Modèle basé sur les paramètres locaux de l'écoulement**



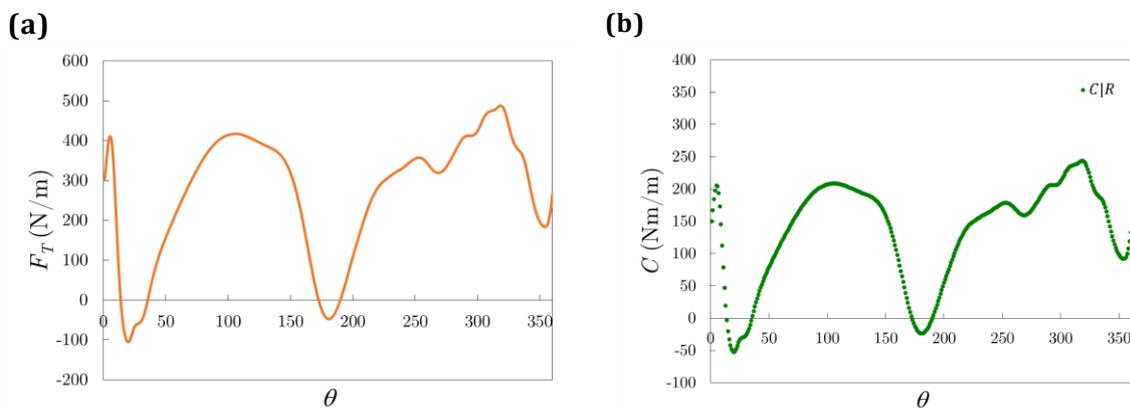
**Figure 3-22. Discrétisation du disque rotor BEM-RANS représentant la vitesse relative locale  $W$  associée aux cellules à l'amont du cylindre d'action et la vitesse débitante  $V_d$  traversant le rotor**

Le modèle BEM-RANS est désormais muni des corrélations qui lui permettent d'exécuter des calculs stationnaires ; ces corrélations sont relatives aux turbines HARVEST décrites dans le chapitre précédent. Le modèle BEM-RANS évolue de façon itérative jusqu'à ce qu'un état stationnaire soit atteint, caractérisé en particulier par des forces locales établies dans chacune des cellules des rotors virtuels. La puissance prédite par le modèle BEM-RANS peut alors être évaluée en utilisant ces forces et des corrélations supplémentaires décrites ci-après.

### 3.2.6.2 Calcul de la puissance électrique délivrée par une turbine HARVEST

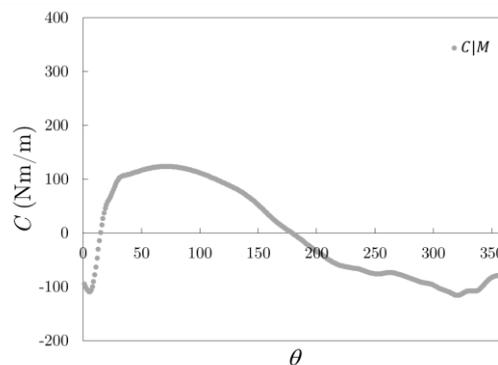
La puissance électrique délivrée par une turbine HARVEST, qui est directement reliée au couple rotor  $C$ , varie selon les différents régimes d'écoulement. On a vu précédemment que les composantes tangentielles des efforts sont responsables du mouvement de rotation de la turbine (cf. section 1.2.1), créant un couple rotor  $C|R$ . Ces composantes des efforts sont reliées aux forces exprimées dans le repère absolu de la figure 1-12 par l'équation 1-3.

La figure 3-23 montre l'évolution des forces tangentielles  $F_T$  exercées sur par une pale sur un période de révolution. On observe que dans le demi-disque amont, quand  $\theta$  augmente depuis la position  $0^\circ$ , la force tangentielle devient motrice et atteint un maximum près de  $\theta = 90^\circ$  (pour des profils de vitesse uniformes) avant de décroître jusqu'à la position  $\theta = 180^\circ$ . Pour les cas avec profils non-uniformes la position angulaire  $\theta$  des maximums varie. On observe le même comportement dans le demi-disque aval pour  $\theta \in [180^\circ, 360^\circ]$ . Au voisinage de  $0^\circ$  et  $180^\circ$ , la pale subit une force tangentielle opposée à la rotation.



**Figure 3-23. (a) Forces tangentielles s'exerçant sur une pale et (b) couple rotor  $C|R$  dû à ces forces obtenues par simulation numérique 2D**

Le moment de torsion des pales  $C|M$ , résultant d'un déséquilibre des forces hydrodynamiques exercés sur une pale, influence aussi le couple rotor  $C$ . La figure 3-24 montre l'évolution angulaire de ce moment de torsion au cours d'une révolution. On note que le moment de torsion de pale  $C|M$  est positif à l'amont de la turbine contribuant ainsi au couple rotor  $C$  et négatif à l'aval s'opposant au couple moteur, ce qui diminue la performance globale de la machine.



**Figure 3-24. Evolution angulaire du moment de torsion ( $C|M$ ) exerçant sur une pale**

On peut donc établir que le couple rotor  $C$  est égal à la somme du couple rotor  $C|R$ , produit par les forces tangentielles, et du couple rotor  $C|M$ , produit par le moment de torsion des pales :

$$C = C|R + C|M \quad (3-12)$$

La figure 3-25 présente le couple moteur total  $C$  ainsi que la contribution à ce couple dû au couple moteur  $C|R$  et également au moment de torsion des pales  $C|M$ .

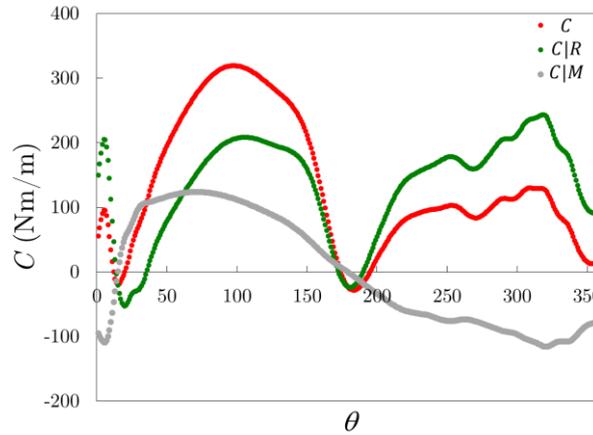


Figure 3-25. Répartition instantanée du couple rotor des convertisseurs HARVEST

### 3.2.6.3 Calcul de la puissance électrique prédite par le modèle BEM-RANS

La puissance électrique prédite par le modèle BEM-RANS est calculée en remplaçant l'équation 3-12 dans (1-3). On obtient ainsi la relation suivante :

$$P = (C|R + C|M)\omega^* \quad (3-13)$$

où  $\omega^*$  est la vitesse optimale estimée à partir de la relation 3-11.

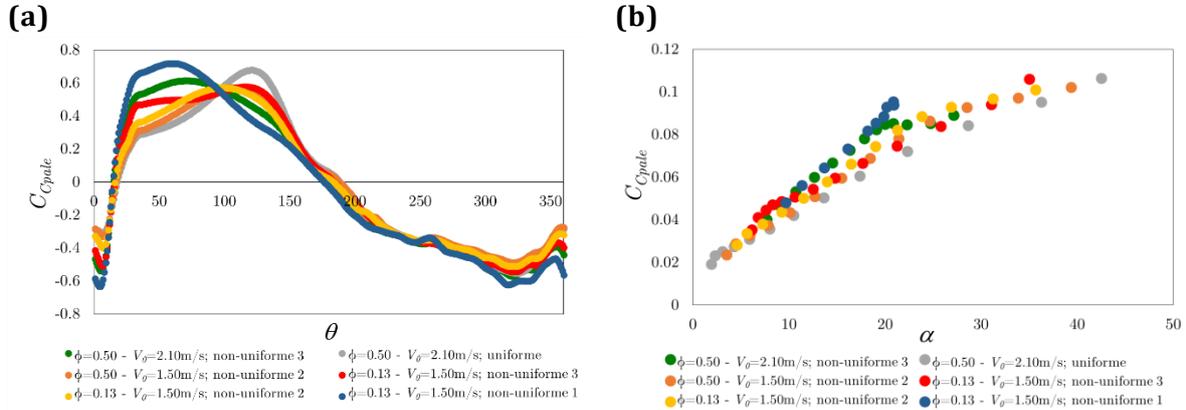
Le moment de rotation  $C|R$  est calculé à partir de la composante tangentielle ( $F_T^{(k)}$ ) des forces hydrodynamiques ( $F_{X,Y}^{(k)}$ ) exercées sur chacune des cellules du rotor BEM-RANS. La composante tangentielle de la force hydrodynamique dans chaque cellule est obtenue en utilisant l'équation 1-3.  $F_T^{(k)}$  est ensuite multipliée par le rayon de la turbine  $R$  pour obtenir la contribution de chaque cellule au couple moteur  $C|R$  :

$$C|R = \sum_{k=1}^K F_T^{(k)} R \quad (3-14)$$

où  $K$  est le nombre de cellules dans le rotor virtuel discrétisé.

Le couple rotor  $C|M$  dû au moment de torsion est calculé à partir d'une relation générique obtenue grâce aux résultats du calcul URANS qui lie le coefficient de couple d'une pale ( $C_{cpale}$ ) dû à la torsion de la pale et la vitesse débitante ( $V_d$ ) traversant chaque rotor de la turbine. Cependant, comment on peut le voir dans la figure 3-26a, les courbes des

coefficients de couple de la pale, issues de plusieurs calculs URANS, ne se superposent pas dans la partie correspondant à l'amont de la turbine  $\theta \in [30^\circ, 150^\circ]$ . Pour corriger les écarts existants dans la partie amont une relation plus locale a été recherchée ; elle lie le coefficient de couple de la pale à une vitesse incidente locale  $W$  vue par la pale (figure 3-26b).



**Figure 3-26. Courbes de coefficient de couple des pales estimé par rapport à (a) une vitesse globale et (b) une vitesse locale**

Ainsi, pour calculer le couple rotor  $C|M$  dû au moment de torsion des pales, nous utilisons (i) une approche globale fondée sur des coefficients de couple qui dépendent de la position angulaire de la cellule  $\theta^{(k)}$  et sur une vitesse globale ( $V_d$ ) pour le demi-disque amont du rotor et (ii) une approche locale fondée sur des coefficients de couple qui dépendent d'un angle d'attaque  $\alpha^{(k)}$  et sur une vitesse locale  $W^{(k)}$  pour le demi-disque aval du rotor :

$$C|M_{Global} = \sum_{k=1}^K \frac{1}{2} C_{Cpale}(\theta^{(k)}) \rho c V_d^2 \quad \begin{array}{l} \text{pour } \theta \in [0^\circ, 30^\circ] \text{ et} \\ \theta \in [150^\circ, 360^\circ] \end{array} \quad (3-15)$$

et

$$C|M_{Local} = \sum_{k=1}^K \frac{1}{2} C_{Cpale}(\alpha^{(k)}) \rho c [W^{(k)}]^2 \quad \text{pour } \theta \in [30^\circ, 150^\circ] \quad (3-16)$$

Les principes de mise en œuvre du modèle BEM-RANS étant clairement établis, il nous faut désormais procéder à la validation de ce modèle. Cette validation va consister à comparer les résultats d'une simulation BEM-RANS à ceux d'un ensemble de simulations URANS. Le recours à plusieurs simulations est en effet inévitable dans la mesure où une étude paramétrique reste nécessaire en URANS afin de déterminer le paramètre d'avance optimal. Il s'agit bien in fine d'évaluer la capacité du modèle BEM-RANS à fournir une estimation fiable de la puissance produite par la ou les turbines présentes dans le domaine fluide. Cette validation fait l'objet du chapitre qui suit.

# Chapitre 4

## Validation du modèle BEM-RANS de l'hydrolienne HARVEST

Le modèle BEM-RANS construit au chapitre précédent offre, par construction, un gain de temps considérable par rapport à l'approche URANS utilisée jusqu'à présent pour évaluer les performances d'une hydrolienne HARVEST, qu'elle soit isolée ou qu'elle appartienne à un parc de machines. Ce gain en temps de calcul trouve son origine dans les deux ingrédients-clés suivants :

- La simulation URANS instationnaire est remplacée par un calcul BEM-RANS stationnaire.
- L'ensemble de simulations URANS nécessaires à la détermination du paramètre d'avance optimal de la machine est remplacé par un unique calcul BEM-RANS directement effectué avec un modèle construit en analysant le fonctionnement de la turbine au régime optimal.

Il reste désormais à valider le modèle c'est-à-dire à vérifier que la prédiction qu'il fournit pour les quantités d'intérêt retenues dans l'analyse des performances de la turbine reste suffisamment précise par rapport aux valeurs de référence obtenues à l'aide d'une (trop) coûteuse approche URANS. La principale quantité d'intérêt que nous considérerons est le coefficient de puissance de la machine (cf. section 1.2.2.5). La validation du modèle BEM-RANS est réalisée en premier lieu pour le cas d'une turbine HARVEST isolée dans un canal et soumise à différentes conditions amont (cf. section 4.1) ; ces conditions amont sont choisies distinctes de celles rencontrées dans le plan d'expériences du chapitre précédent afin d'assurer la pertinence de la validation. On étudie également le cas d'une machine inclinée par rapport à l'axe principal de l'écoulement dans le canal. Dans un second temps, le modèle BEM-RANS est appliqué à l'estimation de la puissance produite par une rangée de 3 hydroliennes placées dans un écoulement amont uniforme (cf. section 4.2) ; la prédiction du modèle BEM-RANS est à nouveau comparée à celle, de référence, offerte par une coûteuse approche URANS. Enfin, la section 4.3 présente l'application du modèle BEM-RANS à un « parc » formé de deux rangées d'hydroliennes (3 sur la première rangée, 2 sur la seconde rangée). Ce cas-test constitue la limite de validation qu'il nous est possible d'atteindre dans la mesure où la simulation URANS destinée à servir de point de référence représente plusieurs semaines de simulation.

## 4.1 Hydrolienne HARVEST isolée dans un canal

### 4.1.1 Ecoulement amont uniforme

#### 4.1.1.1 Caractéristiques de la simulation

La configuration correspondant à une turbine isolée dans un canal est similaire à celle décrite dans la section 3.2.3 au chapitre précédent. Le jeu de conditions  $\xi$  définissant le cas test est un facteur de confinement  $\phi = 0.29$  et une vitesse d'entrée uniforme égale à  $V_0 = 2.25$  m/s. On notera que pour rendre la validation pertinente ces conditions n'apparaissent pas dans le plan d'expériences du tableau 3-2 qui a servi à établir les relations définissant le modèle BEM-RANS.

Une étude paramétrique est menée à l'aide de l'approche URANS afin de déterminer le paramètre d'avance optimal correspondant au point de fonctionnement  $\xi$  considéré. La valeur maximale du coefficient de puissance associé à cette valeur  $\omega^*$  de la vitesse de rotation de la turbine ou  $\lambda^*$  du paramètre d'avance définit la valeur de référence que l'on souhaite approcher à l'aide de l'approche BEM-RANS, pour un coût de simulation beaucoup plus réduit.

Afin d'être aussi impartial que possible dans la comparaison entre le modèle BEM-RANS et le modèle URANS, on remplace le rotor de la turbine du calcul URANS par un anneau rotor virtuel BEM-RANS tout en conservant la même distribution de maillage partout ailleurs (dans la zone stator). La figure 4-1 illustre la distribution de maillage associée respectivement aux calculs URANS (à gauche) et BEM-RANS (à droite) : le rotor virtuel BEM-RANS représentant la surface balayée par les pales et dans lequel s'appliquent les termes sources  $\mathbf{S}$  du modèle est tracé en vert afin d'être mieux mis en évidence. L'absence de pales réduit le nombre de cellules dans le domaine de calcul de 187000 cellules, soit une réduction de 34% par rapport au modèle URANS. Toutefois, le gain en temps de calcul offert par l'approche BEM-RANS n'est pas principalement lié à la réduction du nombre de mailles mais tient surtout au fait que l'approche BEM-RANS correspond à un unique calcul stationnaire effectué pour une valeur optimale du paramètre d'avance (grâce aux courbes génériques issues de l'étude paramétrique préliminaire détaillée au chapitre précédent). Dans le même temps, l'approche URANS correspond à un ensemble de simulations instationnaires exécutées sur plusieurs dizaines de tours du rotor pour différentes valeurs du paramètre d'avance afin de sélectionner les caractéristiques associées à la valeur optimale du paramètre d'avance.

Les maillages de la figure 4-1 décrivent l'ensemble de la turbine HARVEST birotor. Les simulations réalisées dans cette section pour un écoulement amont uniforme exploitent la symétrie de l'écoulement et ne simulent donc que la partie  $Y < 0$  du domaine fluide avec une condition de symétrie appliquée le long de la ligne  $Y = 0$ . Les conditions de simulation du modèle URANS sont celles détaillées dans le chapitre précédent. Les conditions de simulation du modèle BEM-RANS sont analogues pour ce qui concerne la modélisation de la turbulence et les choix de discrétisation spatiale (cf. tableau 3-1 du chapitre 3). Un solveur implicite est mis en œuvre pour atteindre le plus efficacement possible l'état stationnaire du modèle BEM-RANS. La convergence vers l'état stationnaire est observée au travers de l'évolution des résidus mais aussi, et surtout, de l'évolution des quantités d'intérêt suivantes : la vitesse débitante  $V_d$  de l'écoulement traversant la turbine et le coefficient de puissance  $C_p$  de la turbine. On rappelle que la vitesse débitante intervient à

la fois dans le modèle BEM-RANS local et global. Dans le modèle global, il s'agit en effet de la vitesse absolue de référence utilisée pour calcul de  $F_{x,y}$  à partir des coefficients « universels »  $C_{x,y}$ . Dans le modèle local, cette vitesse est corrélée au paramètre d'avance optimal et permet donc le calcul de la vitesse relative de référence utilisée pour le calcul de  $F_{L,D}$ . Dans la mesure où la quantité physique essentielle dans notre analyse est le coefficient de puissance, on considérera le calcul BEM-RANS convergé lorsque la variation d'une itération en temps à l'autre du coefficient de puissance calculé n'excède pas 0.1%. On a systématiquement vérifié que cette convergence de  $C_p$  était très bien corrélée avec la convergence de la vitesse débitante.

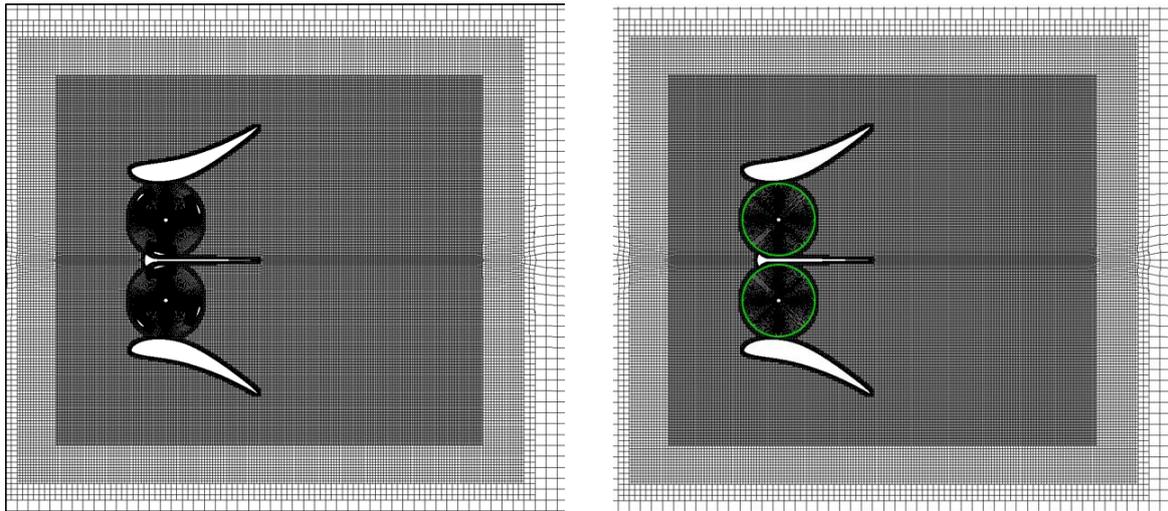
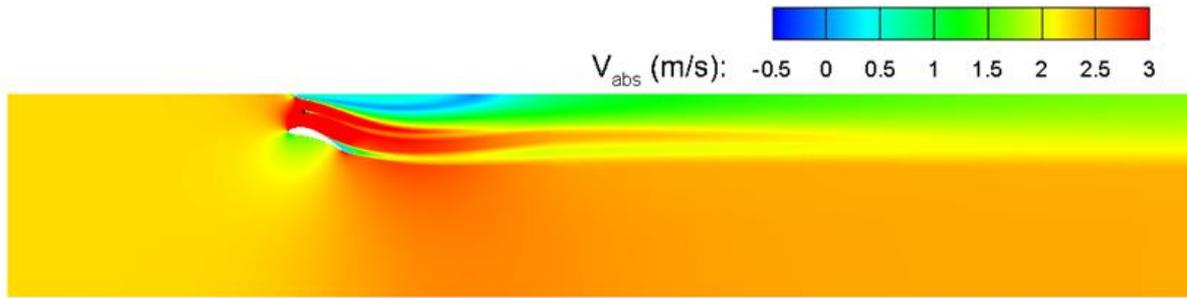


Figure 4-1. Vue d'une partie du maillage de l'ensemble du domaine (stator-rotor) du modèle URANS à gauche et BEM-RANS à droite

#### 4.1.1.2 Etude numérique sans termes sources

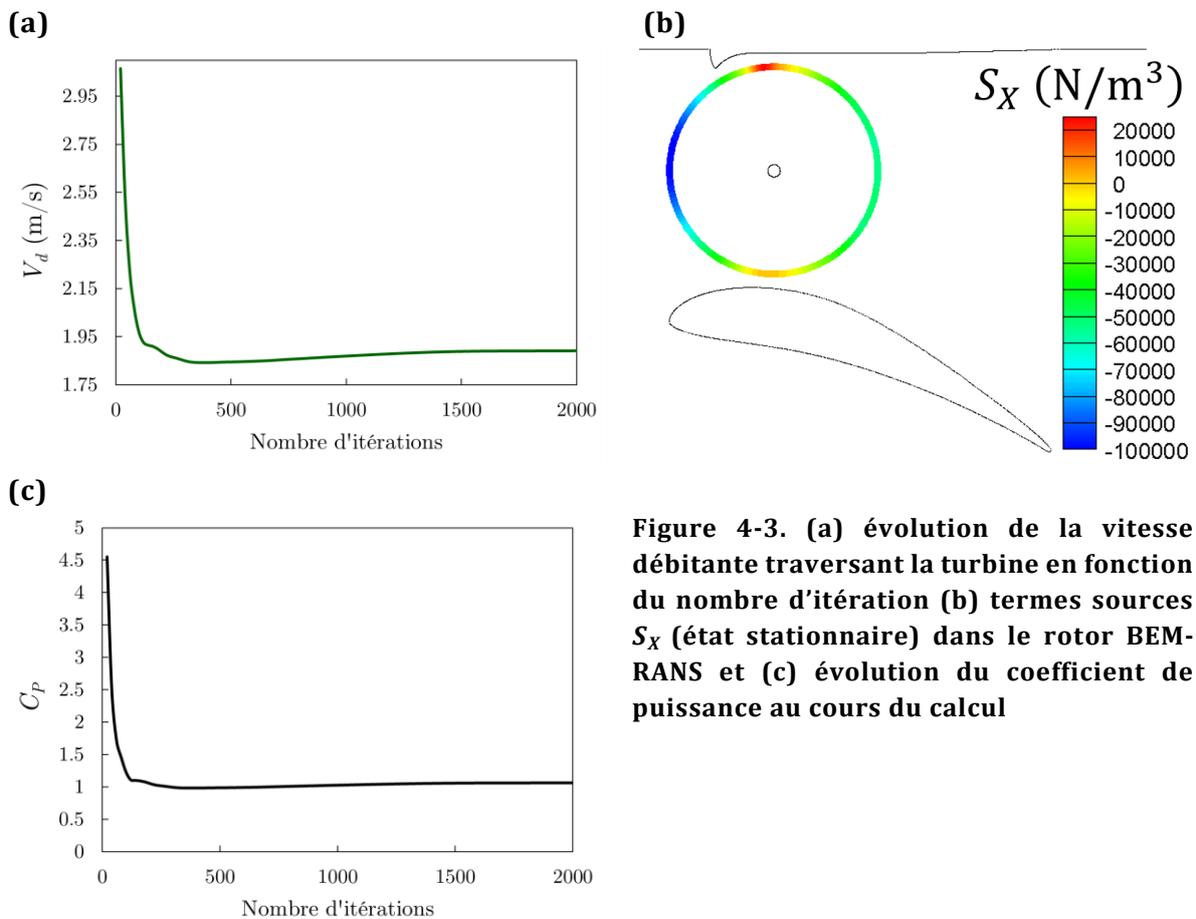
Un premier calcul stationnaire avec présence du carénage, de l'étrave et de l'arbre mais sans la répartition des termes sources dans le rotor BEM-RANS (ou encore avec  $S = 0$ ) est lancé pour s'assurer de la bonne convergence vers l'état stationnaire du calcul réalisé dans le domaine fluide BEM-RANS (maillage entièrement fixe) et illustrer également la nécessité de termes-sources adéquats pour modéliser le rotor. Dans cette simulation sans termes-sources BEM-RANS, la convergence de la vitesse débitante vers une valeur stationnaire est atteinte au bout de 1500 itérations. Dans ce cas (irréaliste par rapport au comportement réel de la turbine) où le fluide passe à travers le rotor BEM-RANS sans être soumis à une perte de charge, la vitesse débitante traversant la turbine vaut  $V_d = 3.50$  m/s, une valeur artificiellement élevée par rapport à celles obtenues dans le calcul du plan d'expériences URANS du chapitre 3 (cf. figures 3-11, 3-12, 3-16 ou 3-17). La figure 4-2 présente les isovaleurs du module de vitesse absolue de l'écoulement autour de la turbine HARVEST. On note l'accélération du fluide sous l'effet de la partie convergente du carénage et le sillage formé derrière l'étrave centrale et le mât.



**Figure 4-2. Visualisation des isovaleurs du module de vitesse absolue de l'écoulement autour de la turbine HARVEST sans les termes sources appliqués au niveau du rotor virtuel BEM-RANS**

#### 4.1.1.3 Etude numérique avec termes sources

Un nouveau calcul stationnaire est réalisé en calculant maintenant le terme-source  $\mathbf{S}^{(k)}$  appliqué dans chaque cellule du rotor virtuel BEM-RANS à l'aide du modèle établi au chapitre précédent, suivant la procédure schématisée dans la figure 3-7. La convergence de la simulation numérique est atteinte après 2000 itérations ce qui correspond à quelques dizaines de minutes de calcul seulement – nous analyserons plus en détail les coûts de simulation BEM-RANS / URANS au paragraphe 4.1.1.5 et nous nous focalisons pour le moment sur l'analyse de la solution calculée.



**Figure 4-3. (a) évolution de la vitesse débitante traversant la turbine en fonction du nombre d'itération (b) termes sources  $S_X$  (état stationnaire) dans le rotor BEM-RANS et (c) évolution du coefficient de puissance au cours du calcul**

Les figures 4-3a et 4-3c présentent respectivement l'évolution de la vitesse débitante à travers la turbine et celle du coefficient de puissance de la machine au fil des itérations de l'approche BEM-RANS. On observe ainsi que ces deux quantités convergent bien vers un état stationnaire. On souligne le processus itératif qui sous-tend l'approche BEM-RANS : à chaque itération de la simulation, la vitesse débitante instantanée est utilisée à la fois pour calculer les termes sources du demi-anneau rotor aval définis à l'aide du modèle global et pour estimer via la courbe de la figure 3-17 la vitesse de rotation de la turbine à partir de laquelle on peut déduire la vitesse relative locale nécessaire à l'estimation des termes sources du demi-anneau rotor amont. La figure 4-3b présente la distribution de ces termes sources calculée lorsque l'état stationnaire de la méthode BEM-RANS est atteint.

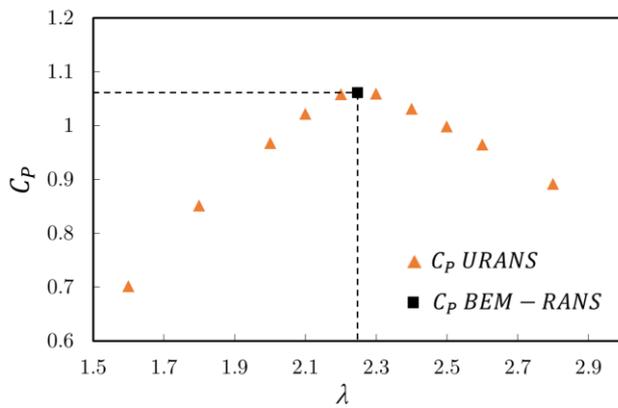
#### 4.1.1.4 Comparaison des solutions BEM-RANS / URANS

Puisque cette première simulation BEM-RANS de l'écoulement autour d'une turbine HARVEST isolée au sein d'un canal est destinée à simuler le modèle développé au chapitre précédent, on étudie maintenant la prédiction de la principale quantité d'intérêt, *c.-à-d.* le coefficient de puissance de la turbine. On présente ainsi sur la figure 4-4 les résultats des simulations URANS et celui de la simulation BEM-RANS. Les simulations du modèle URANS ont été effectuées pour une gamme de paramètres d'avance ( $\lambda$ ) afin d'identifier la performance au point d'opération optimal de la turbine pour les conditions de fonctionnement considérées (profil de vitesse en entrée du canal, facteur de confinement).

Les simulations URANS de référence permettent d'établir que le maximum du coefficient de puissance de la turbine est atteint pour un paramètre d'avance voisin de 2.3 (les simulations URANS ont été réalisées par pas de 0.2 puis 0.1 sur la valeur du paramètre d'avance) ; cette valeur maximale s'établit à  $C_p = 1.059$ .

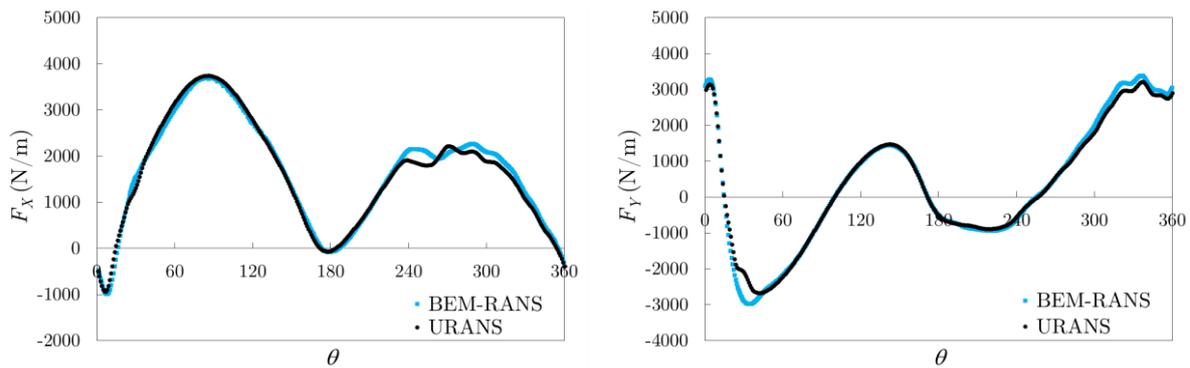
L'unique simulation BEM-RANS, directement réalisée pour des conditions de fonctionnement optimales, fournit une valeur stationnaire du coefficient de puissance égale à 1.065 (soit moins de 1% d'écart avec la prédiction URANS). Cette valeur est atteinte pour une vitesse débitante égale à 1.84 m/s environ ce qui correspond à une vitesse de rotation de la turbine, estimée à partir de la corrélation de la figure 3-17, de l'ordre de 10.14 rad/s (ou un peu moins de 100 tours par minute). On en déduit donc l'estimation du paramètre d'avance (optimal) :  $\lambda^* = \omega^* R / V_0$  (avec  $R = 0.5$  m et  $V_0 = 2.25$  m/s) soit  $\lambda^* = 2.25$ .

On observe donc un excellent accord entre la prédiction BEM-RANS et la prédiction URANS (même si un léger décalage pourrait apparaître en raffinant encore davantage le pas de l'étude paramétrique URANS : la valeur optimale du paramètre d'avance est peut-être comprise entre 2.2 et 2.3 et non pas strictement égale à 2.3).



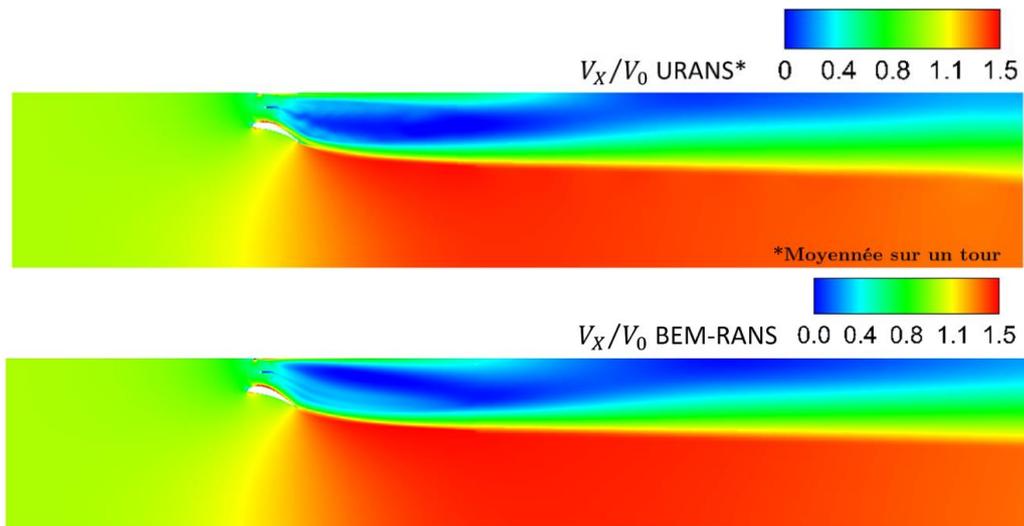
**Figure 4-4. Coefficient de puissance d'un seul calcul BEM-RANS stationnaire par rapport à des coefficients de puissance prédites par le modèle URANS à diverses conditions d'opération ( $\lambda$ ) pour  $V_0 = 2.25$  m/s et  $\phi = 0.29$**

Cet accord entre URANS et BEM-RANS sur la valeur du coefficient de puissance de la turbine est une conséquence directe de la prédiction précise de la moyenne (sur une période de rotation) des composantes de force  $F_X$  et  $F_Y$  en utilisant le modèle BEM-RANS; cet accord URANS / BEM-RANS peut être observé sur la figure 4-5 où la prédiction URANS est tracée en fonction de la position angulaire et se superpose globalement à la prévision BEM-RANS – même si des écarts modérés subsistent localement pour certaines positions angulaires.



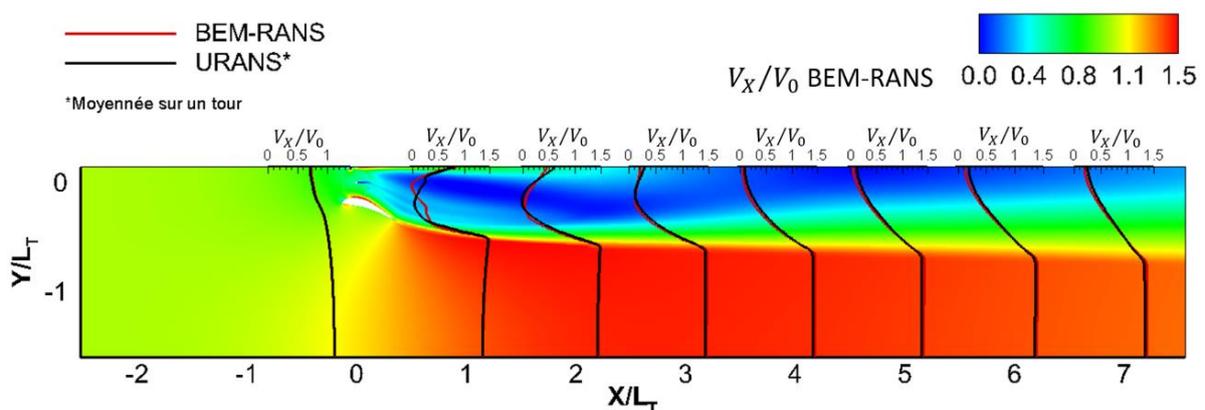
**Figure 4-5. Comparaison de l'évolution angulaire de forces ( $F_X, F_Y$ ) agissant sur une pale du rotor de l'hydrolienne**

La bonne précision du calcul BEM-RANS est également illustrée de façon plus globale sur les figures 4-6 et 4-7. On présente ainsi sur la figure 4-6 une vue d'ensemble des isovaleurs de la composante suivant  $X$  de la vitesse absolue de l'écoulement pour la simulation URANS d'une part (à  $\lambda = \lambda^* = 2.3$ ) et pour la simulation BEM-RANS d'autre part. Dans le cas de la simulation BEM-RANS, le champ visualisé est le champ stationnaire calculé. Dans le cas de la simulation URANS, le champ de vitesse a été moyenné sur le dernier tour de rotation de la turbine. Ces profils de vitesse sont normalisés par la vitesse amont  $V_0$ . On peut noter en premier lieu, de façon évidente, que ces champs sont radicalement différents de celui visualisé sur la figure 4-2 dans le cas où la présence du rotor de la turbine n'est pas prise en compte dans la simulation. On observe un bon accord qualitatif entre les champs de vitesse URANS moyennés et le champ BEM-RANS. En particulier l'allure du sillage moyen est globalement bien reproduite par le modèle BEM-RAN, même si comme attendu les détails de l'écoulement au voisinage immédiat de l'aval rotor sont « lissés » par le modèle BEM-RANS.



**Figure 4-6. Comparaison des champs de vitesse calculés par l'approche URANS (en haut, moyenne effectuée sur le dernier tour de rotation de la turbine) et par l'approche BEM-RANS en bas (solution stationnaire)**

Pour affiner cette comparaison, on présente sur la figure 4-7 une superposition de quelques profils de vitesse longitudinale  $V_x$  tracés le long de sections à position  $X$  fixée. Ces profils sont également reproduits sur la figure 4-8 : les profils calculés par l'approche URANS sont tracés en noir tandis que les profils BEM-RANS sont tracés en rouge. On observe que l'écart maximal entre les deux prédictions se produit à l'aval proche de la turbomachine, à une distance selon  $X$  égale à 1 largeur de turbine ( $X/L_T = 1$ ) - l'origine de l'axe  $X$  traverse l'arbre du rotor de la turbine. Il est particulièrement intéressant de noter en revanche que les profils de vitesse BEM-RANS et URANS deviennent rapidement proches les uns des autres lorsque l'on s'éloigne vers l'aval dans le sillage de la turbine. Cette observation est en effet encourageante dans la perspective de simulations de parcs de machines où les effets de sillage et d'interaction turbine / sillage seront présents. La bonne calibration des pertes de charge associées à la présence du rotor au sein du carénage permet donc non seulement d'assurer une prédiction assez précise (même très précise dans le cas présent) du coefficient de puissance de la turbine mais également de prédire correctement le développement du sillage de l'hydrolienne carénée.



**Figure 4-7. Profils de vitesse calculés en utilisant le modèle URANS (en noir) et le modèle BEM-RANS (en rouge). Profils superposés aux isovalues de la vitesse longitudinale BEM-RANS**



#### 4.1.1.5 Comparaison du coût de calcul

Le développement du modèle BEM-RANS est motivé par des considérations de coût de simulation. L'écart de coût entre calcul URANS et BEM-RANS peut rapidement atteindre plusieurs ordres de grandeur. On peut décomposer cet écart en plusieurs sources et identifier la ou les sources principales de réduction de coût.

Le calcul URANS utilise un maillage de 284000 cellules, 174000 pour la partie stator et 110000 pour la partie rotor. Le calcul BEM-RANS reprend le maillage statorique mais n'ajoute que 13000 cellules pour discrétiser les effets du rotor soit un nombre total de cellules égal à 187000 et une réduction d'un facteur 1.52 par rapport au calcul URANS – ce facteur augmente bien sûr avec le nombre de rotors inclus dans la simulation.

L'approche URANS exige de simuler plusieurs cycles de rotation de la turbine avant d'atteindre un régime établi. Chaque cycle correspond à quelques dizaines ou centaines de pas de temps physiques, chaque pas de temps physique étant lui-même associé à quelques dizaines d'itérations en temps dual. On a évoqué au chapitre précédent les détails de la stratégie de résolution URANS, qui peut être optimisée en réalisant un calcul grossier (en termes de précision en temps) pour les premiers cycles de rotation afin de « mettre en place » la solution avant de la calculer plus finement dans les quelques cycles qui suivent. Le nombre typique d'itérations en temps réalisées pour un calcul URANS d'une machine isolée est de l'ordre de 300000. Ce nombre d'itérations doit alors être comparé avec le nombre d'itérations nécessaire à l'approche BEM-RANS pour atteindre un état stationnaire, qui est de l'ordre de 2000 itérations seulement. Un facteur de réduction considérable, de l'ordre de 150, est donc introduit à ce niveau.

Le rapport de coût entre une simulation BEM-RANS et une simulation URANS est donc de l'ordre de 225 (soit  $1.5 \times 150$ ). En réalité le coût de calcul du modèle BEM-RANS s'établit à 53 minutes avec 1 processeur tandis que celui de l'approche URANS s'élève à 144 heures avec 6 processeurs. Ce facteur de coût de 163 est inférieur à l'estimation réalisée car on a omis de prendre en compte le fait que le modèle BEM-RANS introduit un surcoût à chaque itération, associé à l'estimation du terme source  $S^{(k)}$  dans chaque cellule du rotor virtuel. Ce surcoût est estimé à un facteur 1.4 environ (par rapport à la simple résolution des équations RANS ou URANS) d'où le rapport 163 et non pas 225 finalement observé.

Cette différence considérable en temps de calcul, à l'avantage du modèle BEM-RANS, est encore amplifiée par le fait que plusieurs simulations URANS doivent être réalisées afin de déterminer la valeur optimale du paramètre d'avance. L'expérience accumulée sur la machine HARVEST peut limiter le nombre de simulations associées à cette étude paramétrique : les 10 simulations URANS présentées sur la figure 4-4 peuvent ainsi être réduites à seulement 3 simulations par exemple, ce qui ajoute néanmoins un facteur de coût supplémentaire non-négligeable pour l'approche URANS.

En conclusion, dans le cas de la turbine HARVEST isolée placée dans un canal avec écoulement amont uniforme, la prédiction du coefficient de puissance de la figure 4-4 peut être réalisée grâce à la méthode BEM-RANS environ 500 fois plus vite que dans le cas où une approche haute-résolution de type URANS est mise en œuvre.

Même si on a pris soin de réaliser cette simulation pour un facteur de confinement et une vitesse amont (uniforme) qui n'étaient pas utilisés dans le plan d'expériences ayant servi à établir les relations constitutives du modèle BEM-RANS, on peut néanmoins penser que ce premier cas de validation est particulièrement favorable au modèle BEM-RANS et on n'imagine pas être systématiquement en mesure de prédire à 1% près le coefficient de

puissance d'une machine (par rapport au calcul URANS de référence) pour un coût divisé par un facteur 500 !

En pratique, la considérable réduction de coût sera systématiquement présente par définition-même de l'approche BEM-RANS mais on s'attend à ce que ce gain en temps de calcul se paie d'une perte de précision du calcul basse-fidélité BEM-RANS par rapport à l'approche haute-fidélité URANS. On souhaite simplement que cette perte de précision soit suffisamment limitée pour que l'approche BEM-RANS puisse être utilisée dans le but de hiérarchiser différentes configurations de parcs d'hydroliennes en termes de puissance produite. On complète la validation initiale du modèle par des analyses supplémentaires réalisées pour des conditions de fonctionnement  $\xi$  plus éloignées de celles utilisées dans l'établissement du modèle BEM-RANS.

## 4.1.2 Ecoulement amont non-uniforme

### 4.1.2.1 Caractéristiques de la simulation

Le deuxième cas de validation considéré porte donc toujours sur une turbine HARVEST isolée dans un canal mais soumise maintenant à une condition d'entrée non-uniforme. Le profil de vitesse utilisé pour cette validation a été extrait d'une coupe de vitesse réalisée à l'aval d'une rangée de turbomachines HARVEST (voir figure 4-9, correspondant à la simulation réalisée par la suite d'une rangée de 3 hydroliennes dans un canal). Schématiquement, la nouvelle validation proposée consiste donc à estimer le coefficient de puissance d'une turbine qui serait placée dans le sillage d'une autre turbine. La vitesse moyenne de l'écoulement à l'entrée du domaine de simulation est égale à  $V_0 = 1.65$  m/s et le facteur de confinement vaut  $\phi = 0.15$ . On souligne à nouveau que ces conditions d'écoulement ne sont pas présentes dans le plan d'expériences URANS utilisé pour établir le modèle BEM-RANS. Les conditions de simulation du calcul haute-fidélité URANS et du calcul basse-fidélité BEM-RANS sont tout à fait analogues à celles précédemment décrites. Les caractéristiques d'établissement de la solution URANS et de convergence vers l'état stationnaire du calcul BEM-RANS sont similaires à celles observées pour la précédente simulation de sorte que le rapport des temps de calcul des 2 approches est à nouveau un peu inférieur à 200. Comme bien établi désormais, quelques simulations URANS sont de plus nécessaires dans le but de déterminer la valeur optimale du paramètre d'avance pour le point de fonctionnement considéré.

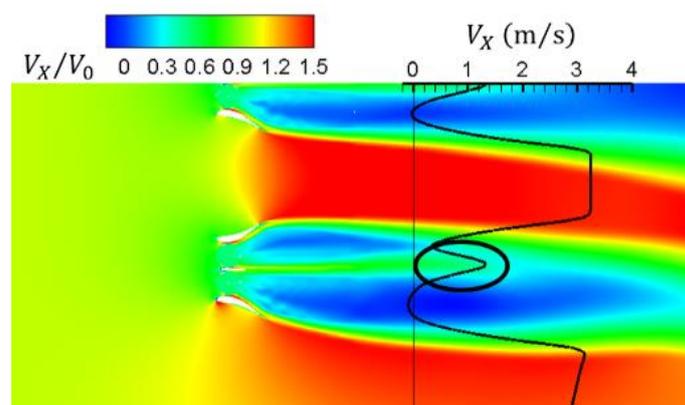


Figure 4-9. Type de profil de vitesse non-uniforme (entouré en noir) utilisé pour la deuxième validation du modèle BEM-RANS

#### 4.1.2.2 Comparaison des solutions BEM-RANS / URANS

La figure 4-10 illustre le bon accord qualitatif obtenu entre le champ de vitesse, moyenné sur un tour, prédit par le modèle URANS et le champ de vitesse stationnaire calculé par le modèle BEM-RANS. Cette figure montre aussi une comparaison des profils de vitesse axiale prédits par les deux modèles au niveau de quelques sections  $X = cste$ . Les profils BEM-RANS dans le sillage de l'hydrolienne sont très proches de ceux obtenus avec l'approche URANS, en particulier pour  $(X/L_T > 2)$ . Dans le sillage proche ( $X/L_T = 1$ ). Les différences sont plus marquées mais, à nouveau, le point positif à retenir de cette comparaison est la capacité du modèle à BEM-RANS à fournir un sillage de l'hydrolienne représentatif de celui calculé (en moyenne) en URANS. Le long de l'axe du rotor de l'hydrolienne, situé en  $(Y/L_T = -0.2)$  c'est-à-dire un peu en-dessous de la ligne de symétrie du domaine fluide qui passe par l'axe de l'étrave centrale, l'erreur relative maximale sur la vitesse axiale adimensionnée ne dépasse pas 10%.

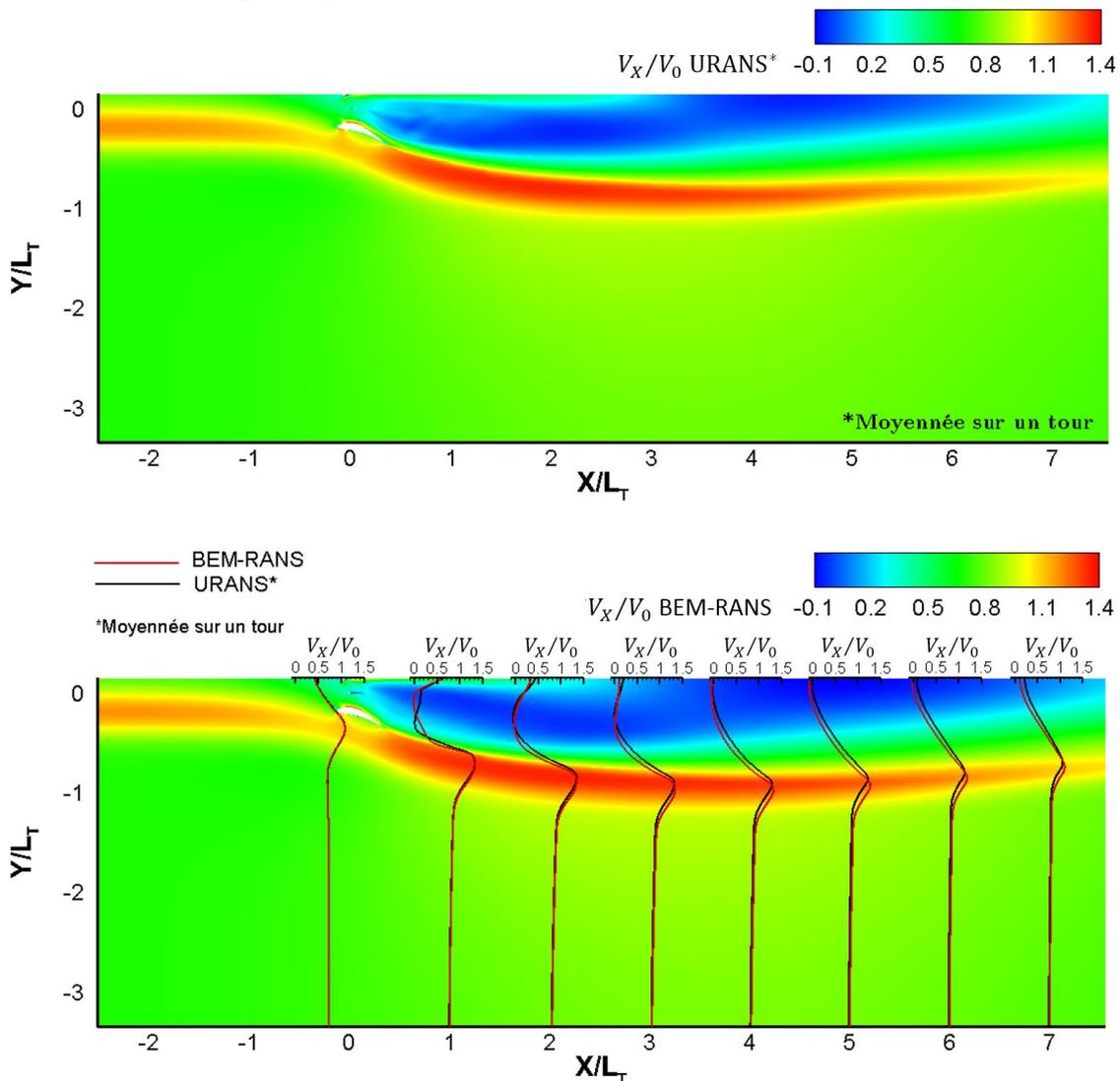
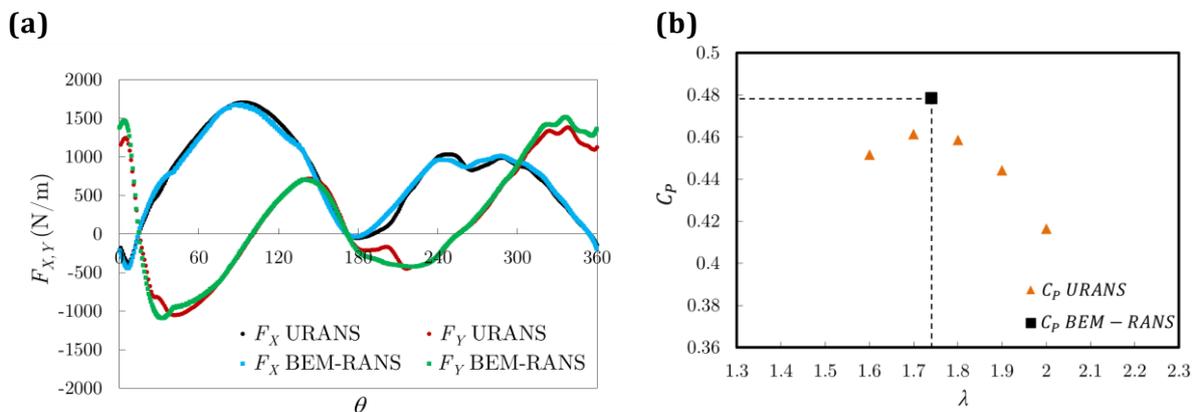


Figure 4-10. Isovaleurs de la composante de vitesse suivant  $X$  (adimensionnée par la vitesse moyenne  $V_0$  à l'entrée du domaine) calculées par l'approche URANS en haut et le modèle BEM-RANS en bas. En bas : comparaison des profils de vitesses axiale URANS (en noir) et BEM-RANS (en rouge) en quelques sections  $X = cste$  à l'aval et à l'amont de l'hydrolienne

La figure 4-11a présente les courbes caractéristiques de l'évolution angulaire des efforts  $F_X$  et  $F_Y$  développés par les pales du rotor de l'hydrolienne selon le modèle URANS. Ces courbes sont globalement en bon accord voire en très bon accord avec les courbes d'effort prédites par le modèle BEM-RANS, une fois l'état stationnaire atteint, qui sont également reportées sur cette même figure. On rappelle que ces courbes d'efforts  $F_X$  et  $F_Y$  prédites par le modèle BEM-RANS ne sont pas directement introduites dans les cellules de l'anneau rotor virtuel mais qu'elles résultent bien de la simulation BEM-RANS qui fournit les vitesses de référence (vitesse débitante globale, vitesse relative locale) utilisées pour calculer ces efforts à partir des coefficients hydrodynamiques adimensionnés,  $C_{X,Y}$  (modèle global) ou  $C_{L,D}$  (modèle local) selon la zone du rotor considérée.

En ce qui concerne la prédiction de la puissance produite par la turbine soumise à ces conditions de fonctionnement, on présente sur la figure 4-11b la comparaison de l'évolution du coefficient de puissance  $C_p$  du rotor de l'hydrolienne en fonction du paramètre d'avance  $\lambda$  prédite par le modèle URANS et la valeur directement optimale prédite par le modèle BEM-RANS en utilisant un unique calcul stationnaire. On observe en analysant les résultats URANS que le coefficient de puissance atteint sa valeur maximale pour un paramètre d'avance égal à  $\lambda^* = 1.70$ , soit une valeur bien différente de la valeur optimale ( $\lambda^* = 2.30$ ) correspondant au point de fonctionnement précédent (profil de vitesse d'entrée différent et facteur de confinement différent). On note également une forte réduction du coefficient de puissance maximal de la turbine qui passe de  $C_p = 1.059$  pour le point de fonctionnement précédemment analysé à  $C_p = 0.461$  pour la configuration présente. La valeur prédite par le modèle BEM-RANS se situe à  $C_p = 0.479$  (pour  $\lambda^* = 1.74$ ) soit un écart d'un peu moins de 4% par rapport au résultat URANS de référence. Rappelons que cette prédiction BEM-RANS est obtenue en 50 minutes environ, soit environ 200 fois plus rapidement que le résultat URANS.



**Figure 4-11. (a) Comparaison de l'évolution angulaire des composantes d'effort ( $F_X, F_Y$ ) agissant sur le rotor. (b) Comparaison de la prédiction du coefficient de puissance ( $C_p$ ) en fonction du paramètre d'avance  $\lambda$  pour une série de calculs par le modèle URANS et par un unique calcul stationnaire du modèle BEM-RANS**

### 4.1.3 Hydrolienne inclinée par rapport à l'écoulement amont

#### 4.1.3.1 Caractéristiques de la simulation

Cette troisième configuration d'hydrolienne isolée dans un canal est réalisée en supposant la turbine HARVEST birotor telle que son axe de symétrie est incliné par rapport à la direction de l'écoulement (supposé uniforme) en entrée de canal. La figure 4-12 présente une vue d'ensemble du domaine de calcul : l'axe de symétrie de la machine reste aligné avec l'axe  $X$  du repère cartésien tandis que l'écoulement uniforme en entrée du domaine de calcul (et tel que  $V_0 = 2.1$  m/s) reste naturellement aligné avec les parois ou rives du canal qui sont elles inclinées de  $10^\circ$  au-dessus de l'axe  $X$ . Contrairement aux 2 configurations précédentes, cet écoulement doit donc être calculé en prenant en compte l'ensemble de l'hydrolienne, *c.-à-d.* les 2 rotors de la turbine situés de part et d'autre de l'étrave centrale. Le facteur de confinement est égal à  $\phi = 0.13$  - ce facteur reste défini comme le rapport entre la largeur du canal et la largeur  $L_T$  de la turbine.

On note rotor 1 le rotor situé en partie supérieure de la machine dans le plan  $(X, Y)$  ou encore côté rive gauche (cf. figure 4-12) et on affecte l'indice 1 aux grandeurs (coefficient de puissance notamment) associées à ce rotor. Similairement, on note rotor 2 le rotor situé en partie inférieure de la machine dans le plan  $(X, Y)$  ou encore côté rive droite et on affecte l'indice 2 aux grandeurs associées à ce rotor.

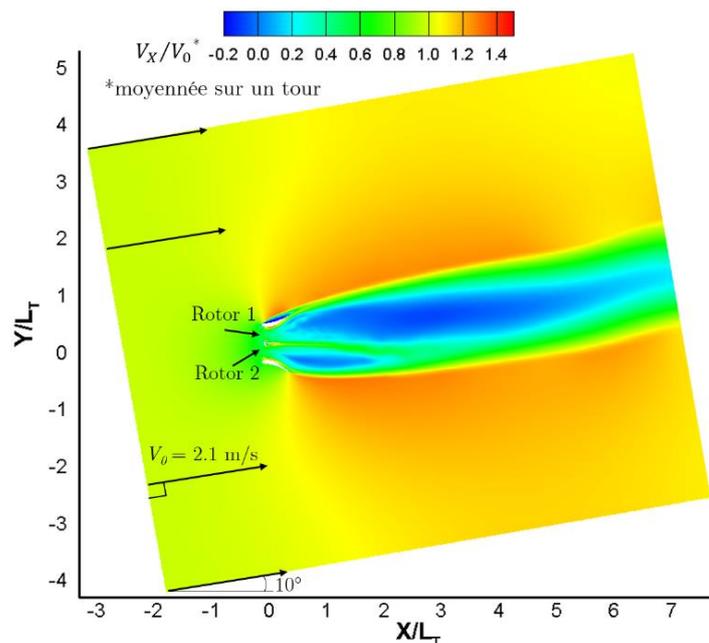


Figure 4-12. Domaine de calcul et contours de vitesse prédit par la simulation URANS

Puisque chaque rotor opère à vitesse de rotation optimale et que le rotor 1 et le rotor 2 ne voient plus le même écoulement incident, on anticipe 2 vitesses de rotation optimales ou 2 valeurs optimales du paramètre d'avance distinctes pour le rotor 1 et pour le rotor 2. L'analyse URANS doit donc être réalisée en testant différents couples  $(\lambda_1, \lambda_2)$  afin d'estimer le couple  $(\lambda_1^*, \lambda_2^*)$  conduisant à  $(\max((C_P)_1), \max((C_P)_2))$  pour les coefficients de puissance des 2 rotors. Le calcul BEM-RANS conduit à une estimation de ces vitesses de rotation optimales et des coefficients de puissance associés en une seule simulation d'écoulement stationnaire grâce au suivi de la vitesse débitante  $V_d$  associée à chaque rotor.

#### 4.1.3.2 Résultats et discussion

Au total sept calculs avec différentes combinaisons des paramètres d'avance pour le rotor 1 et le rotor 2 ont été lancés. Le tableau 4-1 présente quelques combinaisons du paramètre d'avance  $\lambda$  utilisées dans l'analyse paramétrique URANS ainsi que le coefficient de puissance correspondant pour chaque rotor et le coefficient de puissance moyen  $\overline{C_P}$ , défini comme la moyenne des coefficients  $(C_P)_1$  et  $(C_P)_2$ . La maximisation simultanée du coefficient de puissance associé à chaque rotor conduit naturellement à la maximisation de ce coefficient moyen. La combinaison optimale est indiquée en gras dans le tableau 4-1 : elle correspond au choix  $(\lambda_1^*, \lambda_2^*) = (1.95, 2.00)$  et conduit aux coefficients de puissance  $(C_{P1}, C_{P2}) = (0.721, 0.739)$  soit un coefficient moyen égal à 0.73.

# combinaison ( $\lambda_1, \lambda_2$ )	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$C_{P1}$	$C_{P2}$	$\overline{C_{P\text{moyen}}}$
1	1.90	1.90	0.700	0.712	0.706
2	2.10	2.10	0.710	0.732	0.721
3	1.95	1.95	0.725	0.734	0.729
<b>4 (optimale)</b>	<b>1.95</b>	<b>2.00</b>	<b>0.721</b>	<b>0.739</b>	<b>0.730</b>
5	2.00	2.05	0.719	0.740	0.729
6	1.95	2.05	0.725	0.733	0.729
7	2.00	2.00	0.719	0.738	0.729
<b>BEM-RANS</b>	1.95	2.00	0.710	0.728	0.719

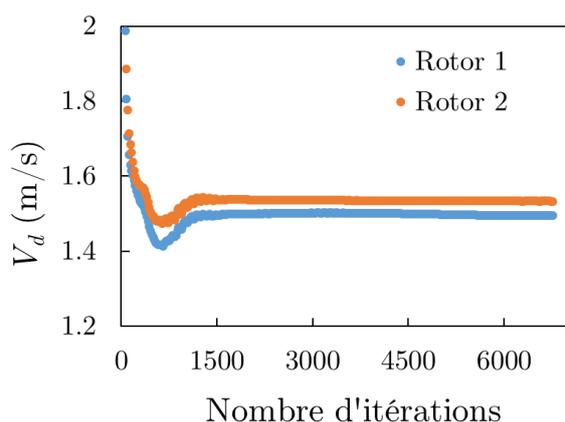
**Tableau 4-1. Etude paramétrique (URANS) des paramètres d'avance conduisant à la maximisation simultanée du coefficient de puissance de chaque rotor de la turbine. Le modèle BEM-RANS fournit directement (une fois l'état stationnaire atteint) une estimation du fonctionnement optimal de chaque rotor**

L'unique calcul stationnaire BEM-RANS est réalisé en suivant l'évolution de la vitesse débitante associée à chacun des rotors et l'évolution du coefficient de puissance associé à chaque rotor. On présente sur la figure 4-13 l'évolution au cours des itérations de la simulation BEM-RANS des vitesses débitantes à travers le rotor 1 d'une part et le rotor 2 d'autre part. Pour chacun des rotors, la vitesse de rotation optimale est estimée à partir de cette vitesse débitante, jusqu'à atteindre une valeur stationnaire. On observe sur la figure 4-13 que les valeurs stationnaires des vitesses  $(V_d)_1$  et  $(V_d)_2$  sont respectivement 1.49 m/s et 1.53 m/s. En utilisant alors la corrélation de la figure 3-17, on en déduit la vitesse (optimale) de rotation de chaque rotor d'où la combinaison des paramètres d'avance  $(\lambda_1, \lambda_2) = (1.95, 2.00)$  pour le modèle BEM-RANS. Par rapport à la prédiction de référence de l'approche URANS, les coefficients de puissance du rotor 1 et du rotor 2 sont tous les deux un peu sous-estimés :  $(C_P)_1 = 0.710$  pour le modèle BEM-RANS au lieu de 0.721 en URANS et  $(C_P)_2 = 0.728$  pour le modèle BEM-RANS au lieu de 0.739 en URANS. Il est intéressant de noter que le modèle BEM-RANS reproduit bien la hiérarchie qui existe entre les deux rotors avec le rotor 2 produisant un coefficient de puissance un peu supérieur à

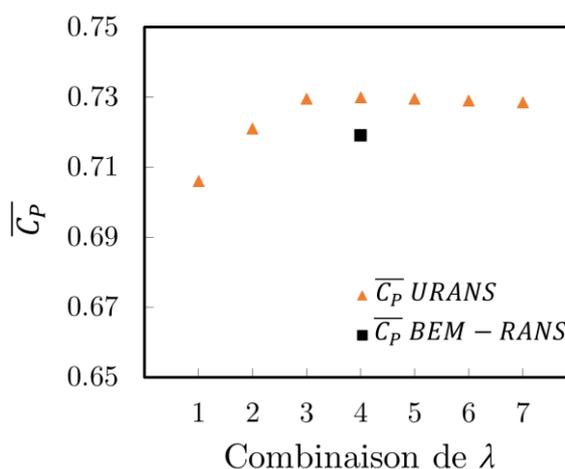
celui du rotor 1. Le coefficient de puissance moyen  $\overline{C_p}$  de l'hydrolienne bi-rotor prédit par le modèle BEM-RANS est lui-aussi un peu sous-estimé (puisque calculé à partir de 2 valeurs légèrement sous-estimées toutes les deux) mais se compare néanmoins très bien avec celui prédit par le modèle URANS :  $\overline{C_p} = 0.719$  soit une sous-estimation de 1.5% par rapport à la prédiction URANS égale à 0.730.

La convergence du coefficient de puissance (pour les sept simulations) dans les calculs URANS est atteint après quelque dizaine de tours (environ 75 tours), cependant la stabilisation ou l'établissement du sillage s'est avérée encore plus critique à assurer et a nécessité des tours additionnels de rotation des turbines. Nous n'avons pas cherché à atteindre la stabilisation du sillage pour identifier le calcul présentant la combinaison optimale des paramètres d'avance. Mais, une fois le calcul avec les paramètres d'avance identifié (au bout d'environ 75 tours donc), nous avons relancé ce calcul jusqu'à l'établissement du sillage et celui-ci a été atteint après environ 300 tours !

L'estimation BEM-RANS est obtenue pour un coût de simulation qui ne représente qu'une fraction du coût de calcul total de l'approche URANS. Le coût de calcul d'une simulation URANS bi-rotor est d'environ 96 heures soit un coût de 700 heures environ pour les sept simulations lancées dans le cadre de l'étude paramétrique, coût auquel on peut ajouter 600 heures nécessaires à la stabilisation du sillage soit un coût final de 1300 heures. Ce volume d'heures considérable est à comparer au coût du modèle BEM-RANS qui s'établit à 6 heures de calcul seulement. Par rapport aux configurations étudiées en 4.1.1 et 4.1.2, on note qu'un nombre plus élevé d'itérations est nécessaire pour assurer la convergence de la simulation vers l'état stationnaire ; en outre, le domaine de calcul contient l'intégralité de la turbine bi-rotor donc un maillage avec un nombre de cellules multiplié par deux. Ceci explique donc le passage d'un coût de 45 minutes pour la demie turbine avec condition de symétrie et 2000 itérations à 6h pour la turbine complète et 7000 itérations. La réduction en temps de calcul offerte par le modèle BEM-RANS par rapport à l'approche haute-fidélité URANS est un facteur 210, ce qui reste considérable.

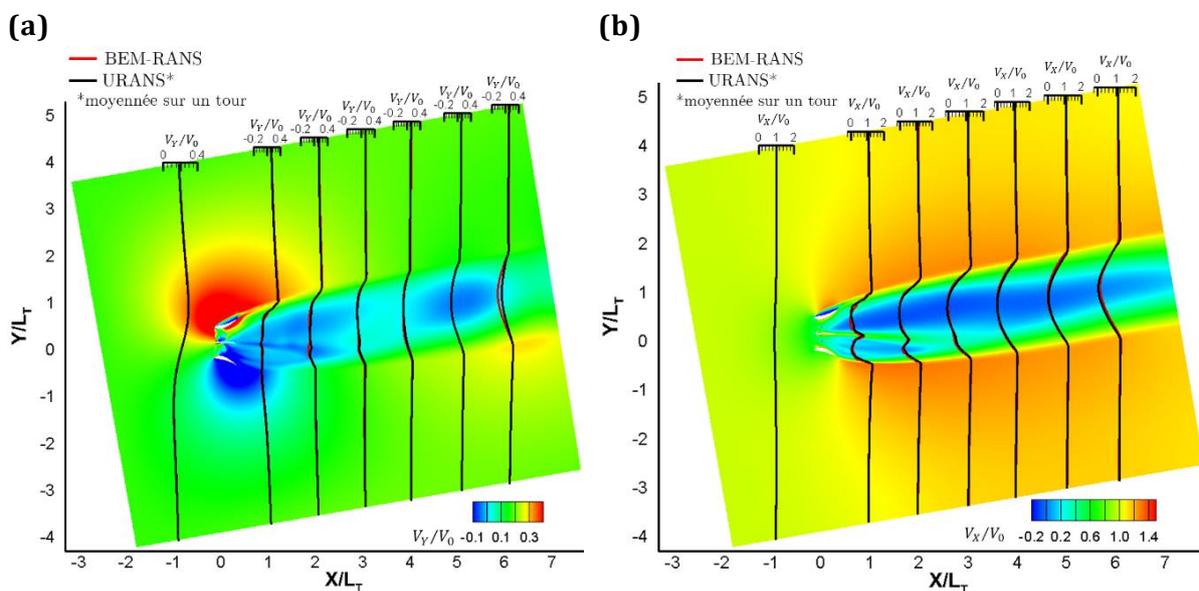


**Figure 4-13. Evolution en fonction du nombre d'itérations du calcul BEM-RANS des vitesses débitantes  $(V_d)_1$  et  $(V_d)_2$  associées respectivement aux rotors 1 et 2**



**Figure 4-14. Coefficient de puissance moyen tracé en fonction des différentes combinaisons de paramètres d'avance pour l'approche URANS et coefficient de puissance moyen calculé par l'approche BEM-RANS**

Au-delà de la prédiction du coefficient de puissance de la turbine par l'approche BEM-RANS, on s'intéresse également à la capacité de cette simulation à prédire des champs de vitesse (en particulier dans la zone de sillage associée à la turbine) qui soient cohérents avec les champs moyennés d'une simulation URANS de la même configuration. Cette propriété apparaît en effet importante pour espérer une prédiction fiable du modèle BEM-RANS dans le cas de parcs multi-rangées présentant de multiples effets d'interaction sillages / turbines. La figure 4-15 présente ainsi quelques profils de vitesses de l'écoulement (composante suivant  $X$  et suivant  $Y$ ) tracés pour les deux approches URANS (champs moyens pour combinaison optimale n°4) et BEM-RANS (champs stationnaires) superposés aux isovalues de ces mêmes quantités (calcul URANS moyenné). On observe sur cette figure le très bon accord entre les prédictions URANS et BEM-RANS dans la zone de sillage dès lors que l'on ne se situe pas à l'aval immédiat de la turbine.

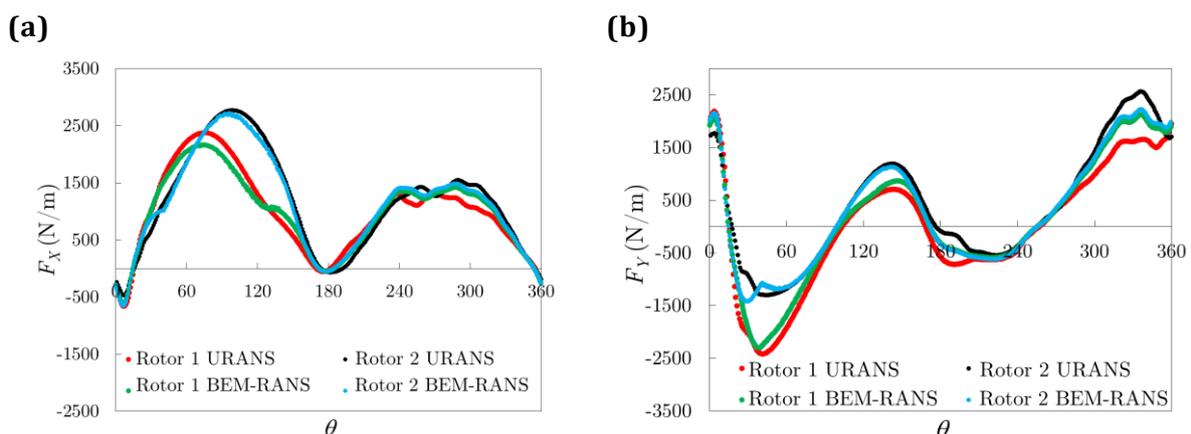


**Figure 4-15. Comparaison des profils de composantes de la vitesse (normalisée par la vitesse d'entrée  $V_0$ ) dans (a) la direction verticale  $Y$  et (b) dans la direction horizontale  $X$  pour l'approche URANS (moyennée) et le modèle BEM-RANS**

On s'intéresse également à nouveau (cf. figures 4-16a et 4-16b) à la comparaison entre les efforts  $F_x$  et  $F_y$  prédits par le modèle URANS et le modèle BEM-RANS pour les différentes positions angulaires  $\theta$ . On superpose sur la figure 4-16a les courbes d'évolution de  $F_x$  pour le rotor 1 (en rouge la référence URANS, post-traitement du dernier cycle de rotation, en vert la prédiction BEM-RANS une fois l'état stationnaire atteint) et pour le rotor 2 (en bleu foncé la référence URANS et en bleu clair la prédiction BEM-RANS). Des courbes similaires sont présentées pour  $F_y$  sur la figure 4-16b. On observe globalement une superposition correcte de la prédiction du modèle BEM-RANS et du résultat URANS de référence. Néanmoins, quelques écarts apparaissent qui semblent plus importants que ceux qui existaient par exemple sur la première configuration de validation (cf. figure 4-5) et il semble donc intéressant de chercher à analyser un peu plus précisément ces écarts.

Une première zone d'écart significatif URANS / BEM-RANS est observée sur la composante  $F_y$  (cf. figure 4-16b) pour des positions angulaires comprises entre  $320^\circ$  et  $360^\circ$ . On rappelle que le rotor 1 tourne dans le sens horaire alors que le rotor 2 tourne dans le sens antihoraire. Comme indiqué sur la figure 3-22, l'angle qui définit la position

angulaire le long de l'anneau-rotor pour le rotor 2 passe de  $0^\circ$  au niveau de l'étrave centrale à  $180^\circ$  au niveau du carénage (externe) – ce qui définit le demi-anneau amont - puis à  $360^\circ$  en retrouvant le carénage central – ce qui définit le demi-anneau aval. Compte tenu d'un sens de rotation inverse, la position angulaire le long de l'anneau-rotor pour le rotor 1 passe également de  $0^\circ$  au niveau de l'étrave centrale à  $180^\circ$  au niveau du carénage externe (décrivant ainsi le demi-anneau amont) puis de  $180^\circ$  à  $360^\circ$  en retrouvant l'étrave centrale (décrivant alors le demi-anneau aval). Qu'il s'agisse donc du rotor 1 ou du rotor 2, la zone angulaire comprise entre  $320^\circ$  et  $360^\circ$  se situe dans le demi-anneau rotor aval côté étrave centrale. Dans cette zone, l'approche haute-fidélité URANS prédit des efforts  $F_Y$  plus importants au niveau du rotor 2 par rapport à ceux associés au rotor 1. Dans le même temps, le modèle BEM-RANS prédit un niveau d'effort très proche pour les deux rotors (cf. figure 4-16b), sous-estimé donc pour le rotor 2 et surestimé pour le rotor 1 par rapport au calcul URANS de référence. On rappelle que la prédiction BEM-RANS dans cette zone angulaire s'appuie sur une courbe « universelle » pour le coefficient  $C_Y$ , déduite d'un plan d'expériences URANS comme une courbe « moyenne ». Lors de la génération de cette courbe  $C_Y$  (cf. en particulier la figure 3-15) on avait déjà observé des écarts relatifs plus marqués entre les courbes de chaque simulation dans cette zone du rotor. Ces écarts peuvent être reliés aux fortes perturbations de l'écoulement induites par l'étrave de l'hydrolienne et à l'interaction entre l'écoulement qui se développe sur cette étrave et l'écoulement associé au passage des pales. On pourrait penser à améliorer la prédiction du modèle dans cette zone en renonçant à la simplicité du modèle global utilisant la vitesse débitante et en lui substituant la formulation locale du modèle BEM-RANS. Cette modification n'apparaît cependant pas nécessaire pour deux raisons principales : (i) la prédiction inexacte des efforts  $F_Y$  par le modèle BEM-RANS dans cette zone, qui correspond à la zone de freinage de la turbine (voir les rappels de la section 1.3.1.2 sur les principes de fonctionnement d'une hydrolienne à axe vertical), n'influence que peu la prédiction du coefficient de puissance dans la mesure où ces efforts suivant  $Y$  ne contribuent pas au couple moteur ; (ii) ces écarts ne semblent pas non plus influencer la prédiction du sillage lointain ( $X/L_T > 2$ ) de l'hydrolienne comme observé sur la figure 4-15.



**Figure 4-16. Comparaison de l'évolution angulaire des composantes ( $F_x, F_y$ ) de la force agissant sur chacun des 2 rotors de l'hydrolienne ((a) composante suivant  $X$ , (b) composante suivant  $Y$ )**

Pour ce qui concerne la prédiction des efforts suivant  $X$  par le modèle BEM-RANS, on observe sur la figure 4-16a un accord URANS / BEM-RANS plus satisfaisant pour le rotor 2 que pour le rotor 1, avec en particulier une sous-estimation de l'ordre de 10% du pic d'effort  $F_X$  en  $\theta = 75^\circ$ . Dans cette zone amont du rotor 1, le modèle BEM-RANS utilise des paramètres hydrodynamiques locaux (vitesse relative locale en amont du rotor virtuel et angle d'incidence local) ainsi que des courbes « universelles » des coefficients hydrodynamiques ( $C_D, C_L$ ), pour la détermination des termes sources à introduire dans chaque cellule du rotor virtuel. Pour mieux comprendre l'écart existant dans la prédiction de l'évolution de ces efforts, nous allons donc procéder à une analyse locale de l'écoulement autour de la pale dans cette zone du rotor, tel que calculé par le modèle haute-fidélité de référence, *c.-à-d.* l'approche URANS.

La figure 4-17 présente la prédiction URANS de l'évolution du coefficient de portance ( $C_L$ ) des deux rotors à paramètre d'avance optimal  $\lambda^*$  dans la zone angulaire de la pale  $\theta \in [30^\circ, 150^\circ]$ . On observe sur cette figure que la variation du coefficient de portance pour le rotor 2 (courbe noire) est bien représentée par la courbe universelle déduite au chapitre 3 du plan d'expérience URANS (cf. en particulier la courbe  $C_L$  de la figure 3-21). Cette variation régulière de la portance du rotor 2 est également illustrée sur la figure 4-18 où on visualise plus particulièrement le sillage de la pale en traçant les isovaleurs de l'énergie cinétique turbulente qui prend donc ses valeurs les plus élevées dans la couche limite turbulente qui se développe sur la pale et dans le sillage de la pale. Lorsque la position angulaire du rotor 2 varie entre  $30^\circ$  et  $150^\circ$  la pale s'éloigne de l'étrave centrale pour atteindre, via le demi-anneau rotor amont parcouru dans le sens antihoraire, le carénage de la turbine. Dans le même temps, la portance du rotor 1 se situe au-delà de la courbe « universelle » de référence (bien représentée par la courbe URANS calculée pour le rotor 2) et son évolution peut être corrélée au développement de l'écoulement observé sur la figure 4-19 où sont visualisés la couche limite turbulente et le sillage d'une pale du rotor 1 lorsque celle-ci se déplace dans le sens horaire de l'étrave centrale vers le carénage. Après avoir continûment augmenté de 1 à 2 sur la figure 4-17, *c.-à-d.* pour des positions angulaires comprises entre  $30^\circ$  et  $70^\circ$  sur la figure 4-19, la portance chute ensuite en passant de 2 à 3 puis de 3 à 4 sur la figure 4-17, pour des positions angulaires comprises entre  $90^\circ$  et  $130^\circ$  (cf. zone de recirculation apparaissant sur la pale). Ce phénomène n'est pas reproduit par le modèle BEM-RANS qui s'appuie sur une évolution du coefficient de portance obtenue à partir d'un plan d'expériences URANS dans lequel le phénomène de décollement observé entre  $90^\circ$  et  $130^\circ$  pour le rotor 1 n'était pas présent. On comprend donc mieux pourquoi la prédiction BEM-RANS de  $F_X$  pour le rotor 2 est plus précise que la prédiction pour le rotor 1, en particulier dans la zone située au voisinage de  $\theta = 80^\circ$ .

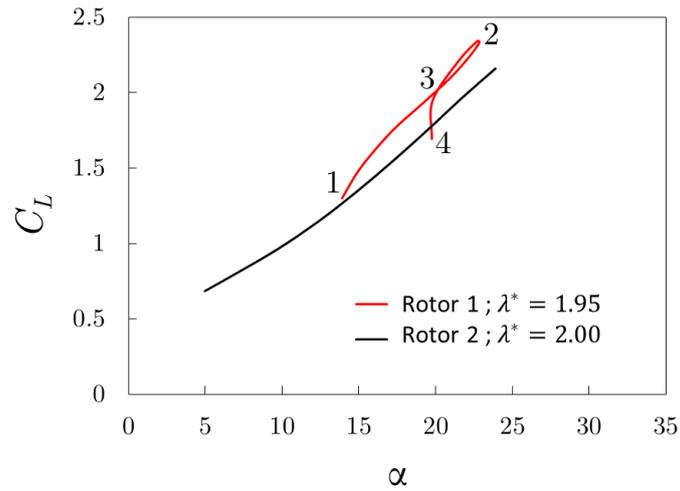


Figure 4-17. Courbes du coefficient de portance  $C_L$  à paramètre d'avance optimal du rotor 1 en rouge et rotor 2 en noir

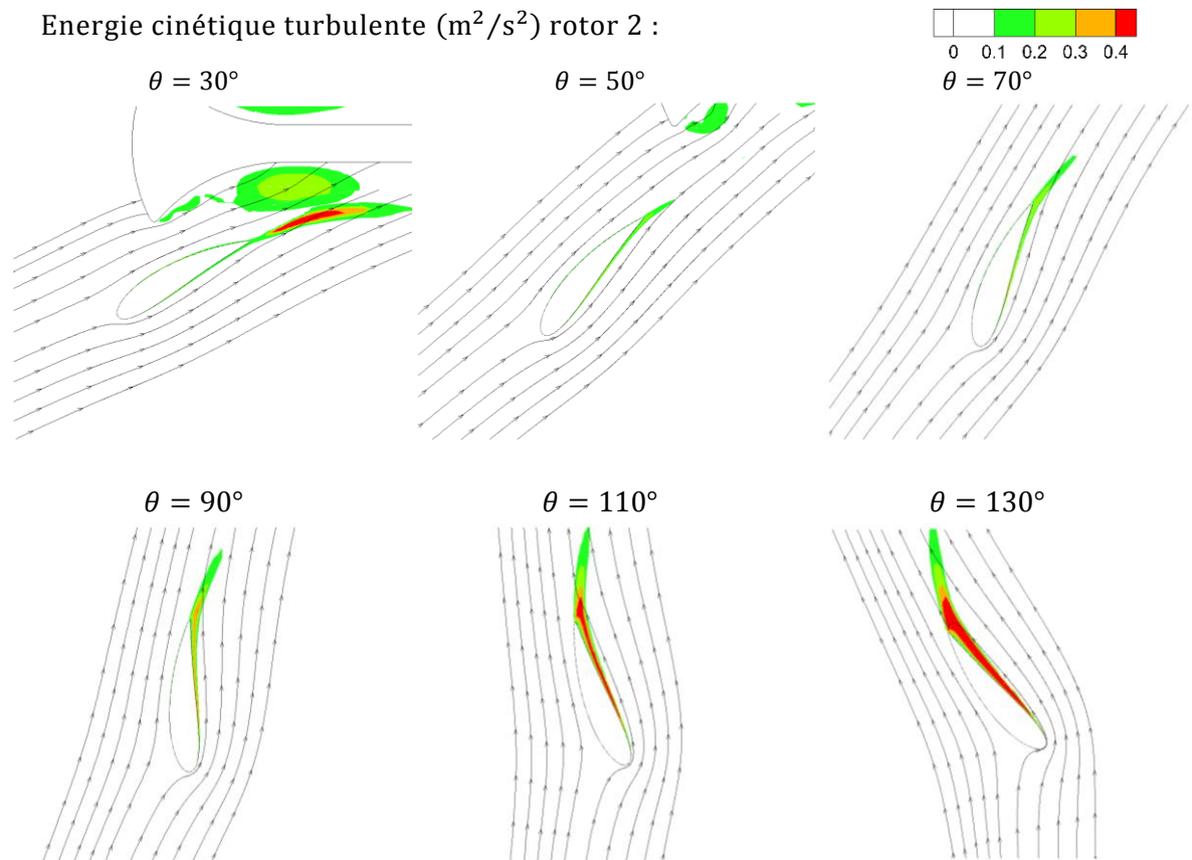
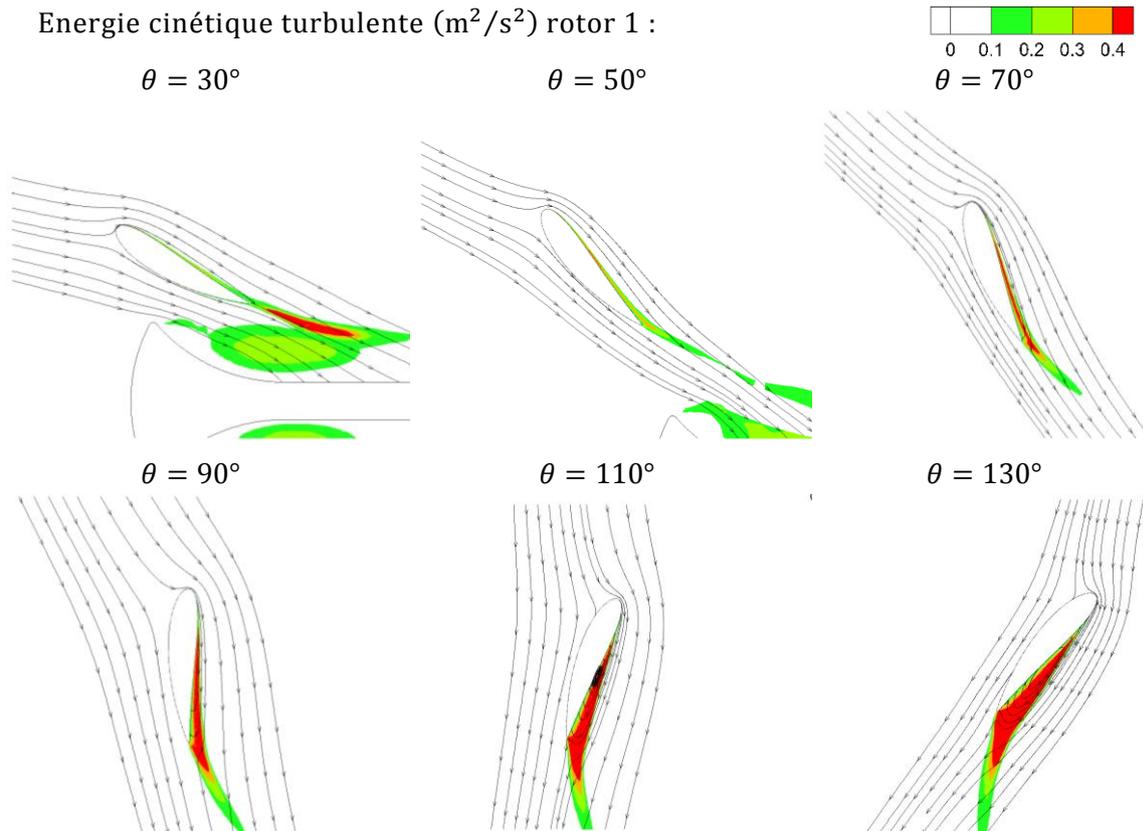


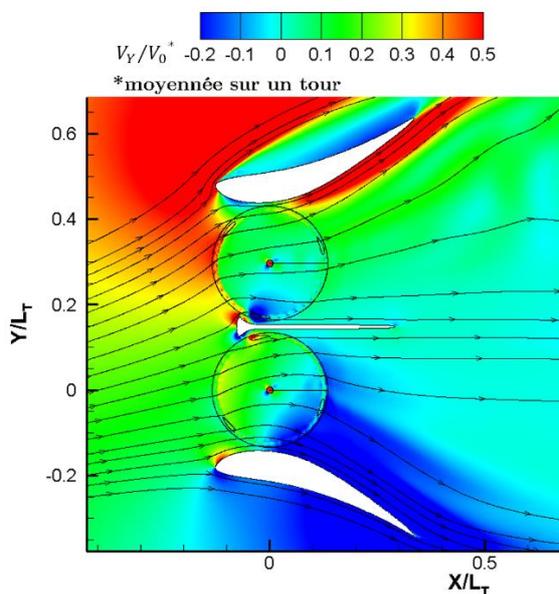
Figure 4-18. Couche limite et sillage turbulent d'une pale pour différentes positions angulaires à paramètre d'avance optimal  $\lambda^* = 2.00$  avec les lignes de courant de la vitesse relative  $W$  vue par la pale

Energie cinétique turbulente ( $m^2/s^2$ ) rotor 1 :



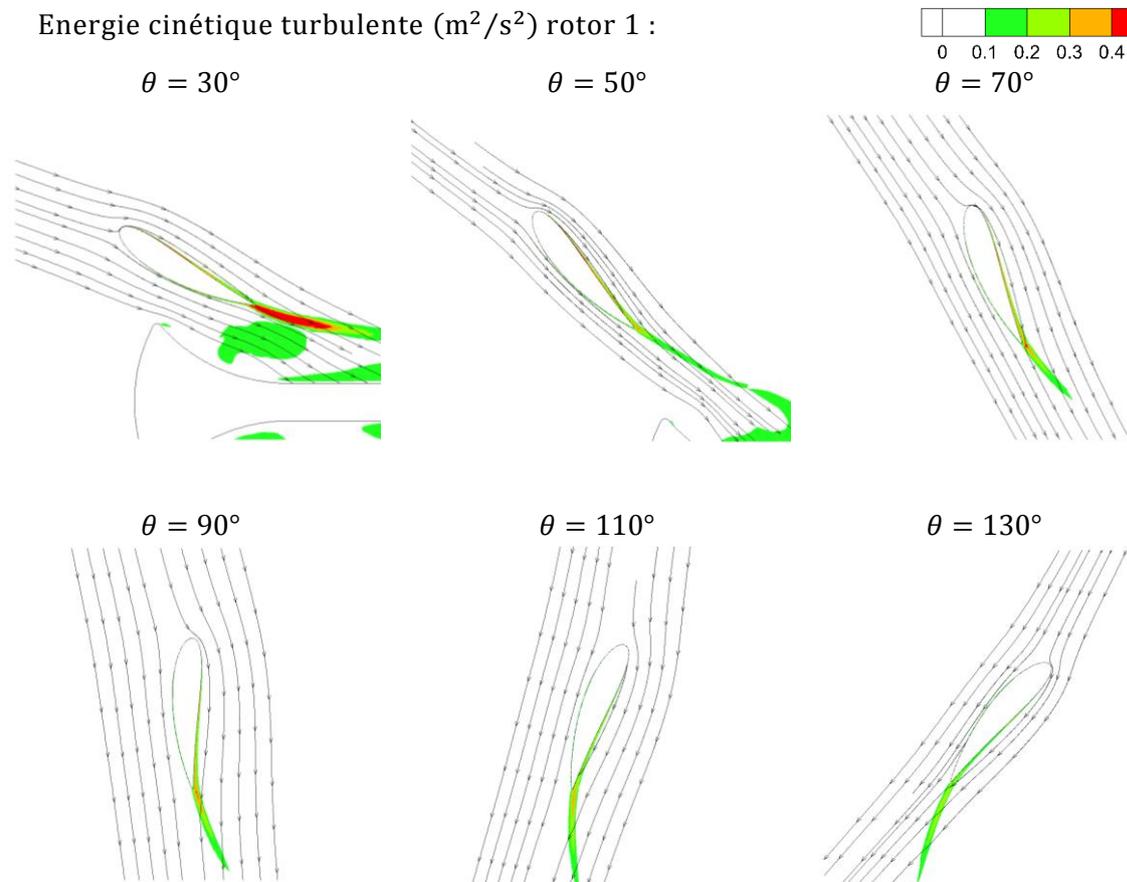
**Figure 4-19. Couche limite et sillage turbulent d'une pale pour différentes positions angulaires à paramètre d'avance optimal  $\lambda^* = 1.95$  avec les lignes de courant de la vitesse relative  $W$  vue par la pale**

Une des raisons expliquant l'apparition d'un décollement dynamique précoce de la couche limite pour le rotor 1 pourrait être l'intensité de la vitesse verticale absolue de l'écoulement au voisinage de la pale dans la zone  $\theta \in [50^\circ, 130^\circ]$  (cf. figure 4-20). Le fait d'avoir des vitesses absolues élevées dans la direction globalement tangente au mouvement de la pale conduit à une vitesse relative vue par la pale  $W$  qui diminue. A faible vitesse relative  $W$ , le décollement dynamique de la couche limite va être favorisé.

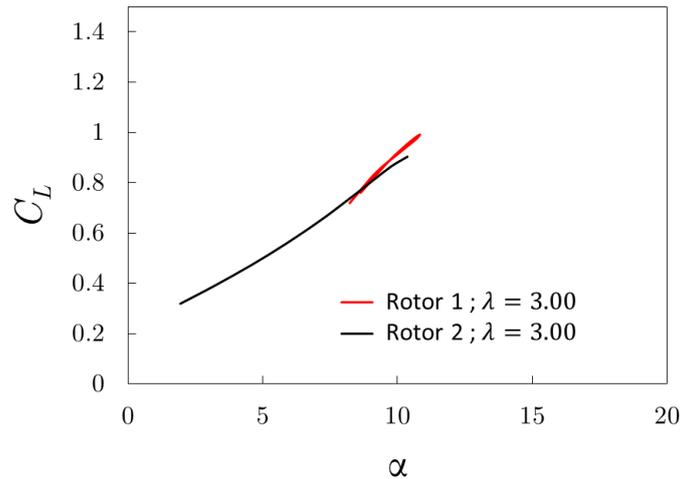


**Figure 4-20. Isovaleurs de la composante de vitesse suivant  $Y$  (normalisée par  $V_0$ ) avec les lignes de courants de la vitesse absolue de l'écoulement prédite par l'approche URANS**

Pour vérifier cette hypothèse, nous avons augmenté le paramètre d'avance  $\lambda$  d'environ 50% pour les deux rotors, en adoptant les valeurs  $\lambda_1 = \lambda_2 = 3$  – qui ne sont pas optimales du point de vue du coefficient de puissance de la turbine mais qui sont adoptées pour les raisons qui suivent. En augmentant  $\lambda$ , la pale tourne plus rapidement par rapport à l'écoulement (augmentation de  $W$ ) ce qui diminue l'influence de la vitesse verticale absolue. Les résultats de cette augmentation sont illustrés sur la figure 4-21 où on note désormais l'absence d'un décollement dynamique significatif pour le rotor 1 (ainsi d'ailleurs que pour le rotor 2, ce qui était déjà le cas au paramètre d'avance optimal). Ceci se traduit par des valeurs de coefficients de portance proches pour les deux rotors de l'hydrolienne (cf. figure 4-22) et elles-mêmes proches de la courbe universelle utilisée par le modèle BEM-RANS.



**Figure 4-21. Couche limite et sillage turbulent d'une pale pour différentes positions angulaires à paramètre d'avance élevé  $\lambda = 3.00$  avec les lignes de courant de la vitesse relative  $W$  vue par la pale**



**Figure 4-22. Courbes du coefficient de portance  $C_L$  à paramètre d'avance surestimé pour le rotor 1 (en rouge) et le rotor 2 (en noir)**

Pour conclure cette première section de validation du modèle BEM-RANS, on synthétise sur la figure 4-23 les coefficients de puissance prédits par le modèle rapide BEM-RANS pour les trois configurations d'hydrolienne isolée en canal qui ont été analysées. Les résultats obtenus se comparent très favorablement aux coûteuses prédictions de référence fournies par l'approche haute-fidélité URANS. Le modèle BEM-RANS s'avère donc capable de reproduire de façon très correcte les performances d'une hydrolienne HARVEST, pour un coût de simulation plus de 100 fois inférieur à celui d'une approche URANS. En outre, il a également été vérifié que le champ stationnaire BEM-RANS décrivait de façon fiable les sillages se développant en aval de chaque rotor de la turbine. Ces observations nous conduisent donc à considérer le modèle BEM-RANS comme applicable à la simulation de parcs complets d'hydroliennes, dont les performances ne sauraient être prédites (pour un coût de calcul raisonnable) via une approche URANS. Avant d'exploiter le modèle BEM-RANS en ce sens dans le dernier chapitre de la thèse, on se propose de poursuivre la démarche de validation du modèle en comparant sa prédiction à celle de l'approche URANS pour deux parcs de petite taille, encore accessibles donc à la simulation URANS : un parc mono-rangée constitué d'un alignement de 3 hydroliennes au travers d'un canal et un parc bi-rangées constitué d'une première rangée de 3 hydroliennes et d'une seconde rangée de 2 hydroliennes.

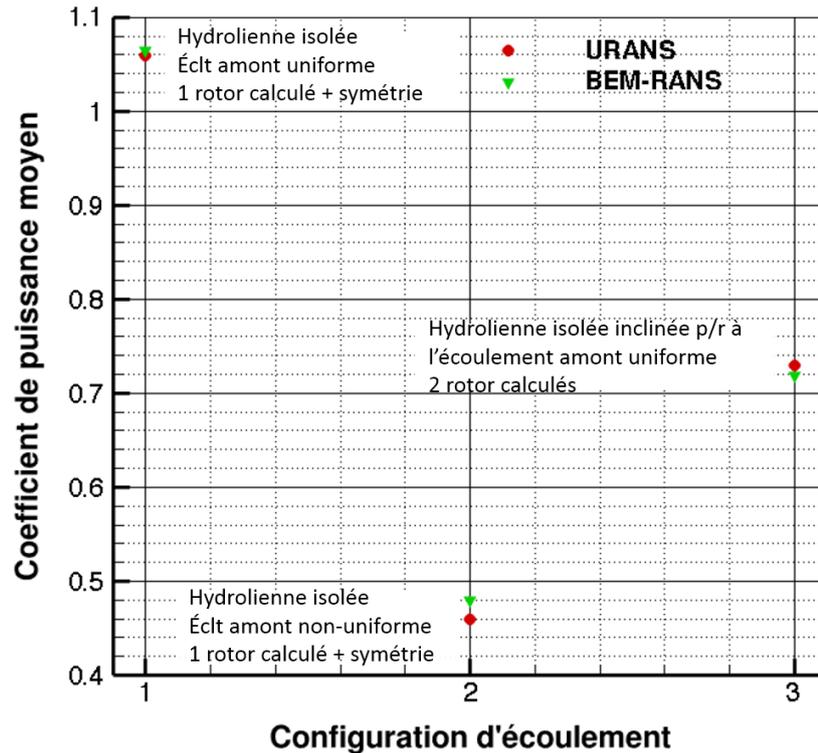


Figure 4-23. Comparaison synthétique des prédictions URANS et BEM-RANS pour le coefficient de puissance d'une turbine isolée placée dans un canal

## 4.2 Rangée de trois hydroliennes

Dans l'étude des parcs de turbines HARVEST, on généralise la notion de coefficient de puissance moyen précédemment introduite dans la section 4.1.3. Pour un parc de  $n$  hydroliennes, correspondant donc à  $2n$  rotors, on définit le coefficient de puissance moyen du parc par :

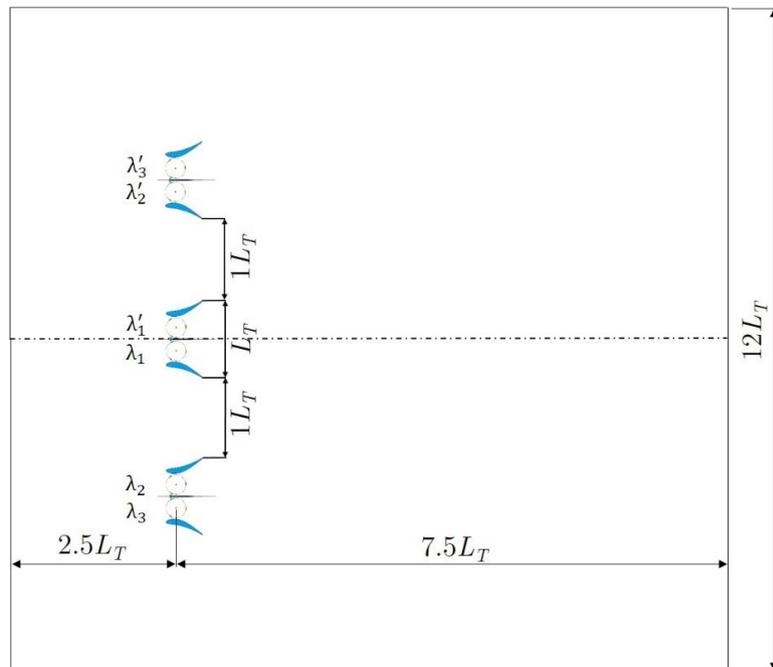
$$\overline{C_p} = \frac{\sum_{i=1}^{2n} (C_p)_i}{2n} \quad (4-1)$$

où la quantité  $(C_p)_i$  désigne le coefficient de puissance du rotor n°  $i$ . Compte tenu du système de régulation qui équipe chaque rotor, la vitesse de rotation de tout rotor du parc est ajustée de façon à maximiser le coefficient de puissance de ce rotor, conduisant *in fine* à la maximisation du coefficient de puissance moyen du parc. La principale quantité d'intérêt que l'on souhaite correctement prédire à l'aide du modèle BEM-RANS est donc ce coefficient de puissance moyen. Naturellement, on souhaite éviter une prédiction qui serait correcte par compensation d'erreur (surestimation du coefficient de puissance pour certains rotors et sous-estimation pour d'autres) et on examinera systématiquement le coefficient de puissance associé à chaque rotor.

## 4.2.1 Méthodologie de résolution numérique

La méthodologie utilisée pour réaliser les simulations URANS d'une part et BEM-RANS d'autre part pour une hydrolienne isolée dans un canal est étendue de façon immédiate au calcul d'une rangée de trois hydroliennes. La figure 4-24 présente une vue schématique d'une rangée de turbines composé de trois hydroliennes HARVEST, donc un total de six rotors de turbine. En raison de la symétrie du domaine de calcul et de la condition d'entrée (vitesse uniforme), la simulation est effectuée sur la seule moitié inférieure du canal (en-dessous de la ligne de symétrie indiquée en traits pointillés sur la figure 4-24), soit pour un total de trois rotors. Le domaine de calcul inclut donc une hydrolienne complète et une moitié de tour avec son plan de symétrie pour simuler au total trois hydroliennes bi-tours.

L'espacement latéral entre les hydroliennes est pris égal à la longueur de l'hydrolienne  $L_T$  et la largeur du canal  $W_C$  est égale à  $12L_T$ , soit un facteur de confinement ( $\phi = 0.25$ ) égal au rapport entre la largeur du canal occupée par les turbines (soit  $3L_T$  dans le cas présent) et la largeur totale du canal. La vitesse uniforme  $V_0$  à l'entrée du domaine est égale à 2.10 m/s.



**Figure 4-24. Représentation schématique d'une rangée de trois hydroliennes dans un canal**

Comme déjà observé dans l'analyse de l'écoulement autour d'une turbine isolée inclinée par rapport à la direction de l'écoulement incident, pour laquelle il a été nécessaire dans le cas URANS de déterminer par une analyse paramétrique le couple de paramètres d'avance optimaux pour les deux rotors de la turbine, il est nécessaire pour la simulation URANS de cette rangée d'hydroliennes de déterminer le triplet optimal  $(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$  pour les 3 rotors inclus dans le domaine de calcul (cf. figure 4-26 pour le repérage des différents rotors : 1 est le rotor de la demie machine centrale, 2 et 3 sont les rotors de la turbine complète incluse dans le domaine de calcul). Compte tenu de l'éloignement modéré entre les différentes machines de la rangée, des interactions se produisent nécessairement entre ces

machines et on anticipe donc – même pour des conditions uniformes en entrée - des valeurs du paramètre d'avance non-nécessairement égales pour les 3 rotors.

Le tableau 4-2 présente les combinaisons de paramètres d'avance  $(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$  utilisées dans l'analyse paramétrique URANS et le coefficient de puissance moyen correspondant.

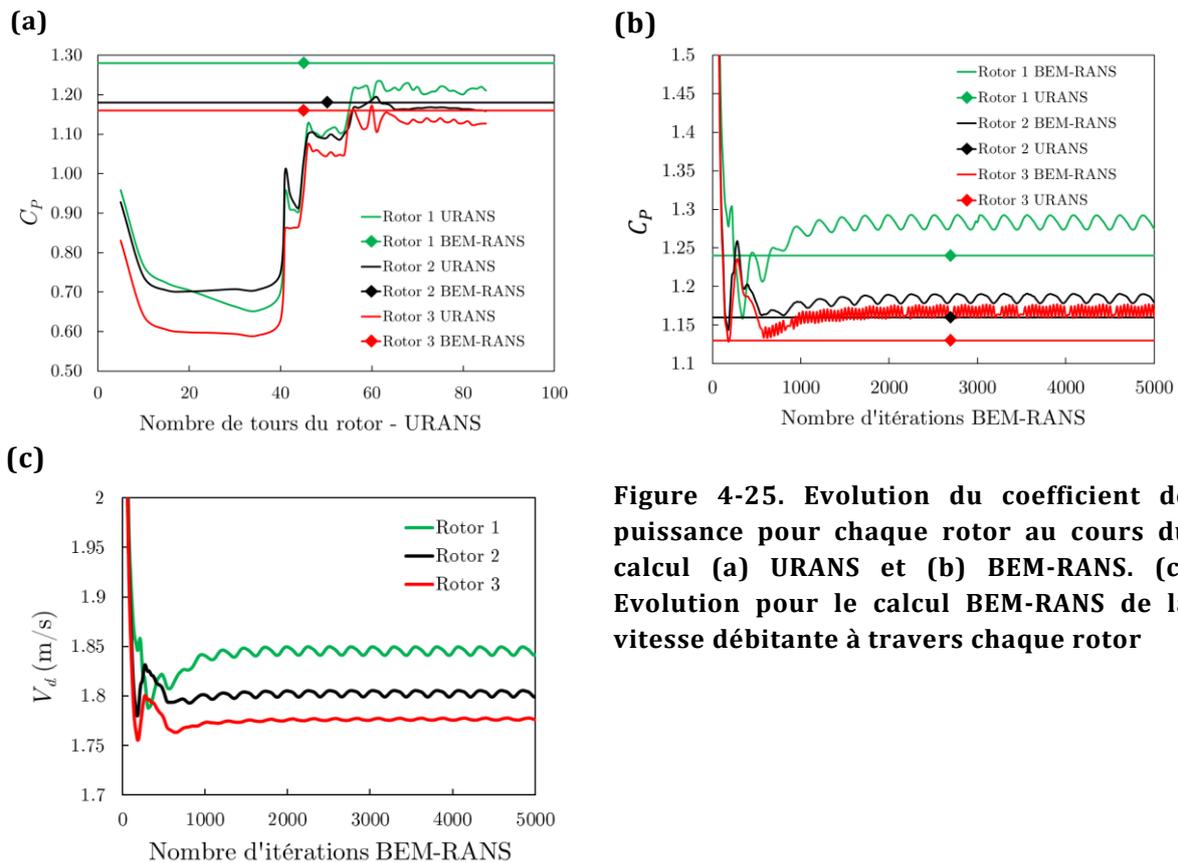
# combinaison $(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$\lambda_3$	$\overline{C_P}_{moyen}$	# combinaison $(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$\lambda_3$	$\overline{C_P}_{moyen}$
1	3.0	3.0	3.0	0.94	12	2.3	2.3	2.2	1.17
2	2.8	2.4	2.0	1.08	13	2.6	2.3	2.3	1.17
3	2.5	2.2	2.2	1.16	14	2.5	2.4	2.3	1.17
4	2.5	2.4	2.4	1.16	15	2.4	2.4	2.4	1.17
5	2.4	2.2	2.2	1.16	16	2.5	2.4	2.2	1.16
6	2.4	2.3	2.3	1.16	17	2.4	2.3	2.2	1.16
7	2.5	2.3	2.2	1.17	18	2.4	2.4	2.2	1.16
8	2.5	2.3	2.3	1.17	19	2.7	2.3	2.3	1.15
9	2.3	2.3	2.3	1.17	20	2.0	2.8	2.4	1.06
10	2.4	2.4	2.3	1.18	21	1.8	3.0	2.4	0.95
<b>11(optimale)</b>	<b>2.3</b>	<b>2.2</b>	<b>2.2</b>	<b>1.18</b>	22	1.8	1.8	1.8	0.85
<b>BEM-RANS</b>	<b>2.41</b>	<b>2.36</b>	<b>2.32</b>	<b>1.21</b>					

**Tableau 4-2. Combinaison des paramètres d'avance  $\lambda$  pour les différentes simulations URANS et coefficient de puissance moyen associé**

On peut noter à ce stade un usage « intermédiaire » intéressant pour le modèle BEM-RANS. Si on souhaite disposer par exemple d'une simulation très précise du sillage proche des turbines d'un parc, il est clair que le modèle BEM-RANS ne permettra pas de capturer fidèlement les caractéristiques de l'écoulement dans cette zone spécifique et dans ce cas l'approche URANS reste indispensable. On peut cependant réaliser un calcul BEM-RANS préliminaire de ce parc et en déduire alors (comme on va le voir dans les paragraphes qui suivent) une estimation très correcte du jeu optimal de paramètres d'avance au prix, modeste, d'un calcul stationnaire BEM-RANS. La simulation URANS peut alors être réalisée directement pour le seul jeu de paramètres d'avance optimaux. Le coût de cette unique simulation URANS reste encore très supérieur (plusieurs ordres de grandeur) à celui de la simulation BEM-RANS mais on a néanmoins réduit d'un ordre de grandeur au moins le coût total en s'affranchissant de l'étude paramétrique sur les paramètres d'avance. Dans le cas présent, qui reste un cas de validation, l'étude paramétrique URANS a été réalisée et on a vérifié *a posteriori* (cf. analyse des résultats dans le tableau 4-2) le bon accord entre le jeu de paramètres d'avance optimaux issu de l'étude paramétrique URANS et celui prédit par l'approche BEM-RANS sur la base d'une unique simulation et de la corrélation entre vitesses débitantes à travers le rotor et vitesse de rotation optimale.

La figure 4-25a présente l'évolution des coefficients de puissance calculés par l'approche URANS pour le jeu optimal de paramètres d'avance. On présente également sur cette même figure, pour discussion ultérieure, les valeurs stationnaires (ou quasi-stationnaires) des coefficients de puissance fournis par l'approche BEM-RANS. Le critère de convergence ou d'établissement de la simulation URANS reste la faible variation d'un cycle de rotation à un autre du coefficient de puissance pour chacun des rotors simulés. La figure 4-25b présente l'évolution des coefficients de puissance BEM-RANS au cours des itérations. La simulation BEM-RANS est naturellement réalisée en remplaçant les trois rotors inclus dans le domaine de calcul par trois rotors virtuels, la partie statorique du maillage URANS initial restant

inchangée. On présente également sur la figure 4-25c l'évolution au cours des itérations de la vitesse débitante à travers chacun des rotors, mesurée dans l'approche BEM-RANS et utilisée à la fois pour le modèle global et le modèle local. On observe pour le calcul URANS (respectivement BEM-RANS) un établissement (respectivement une convergence vers l'état stationnaire) un peu moins net (respectivement nette) pour cette configuration de parc de 3 turbines que pour les cas précédents de turbine isolée mais cependant suffisant (respectivement suffisante) pour permettre d'analyser les résultats obtenus avec un bon degré de confiance.



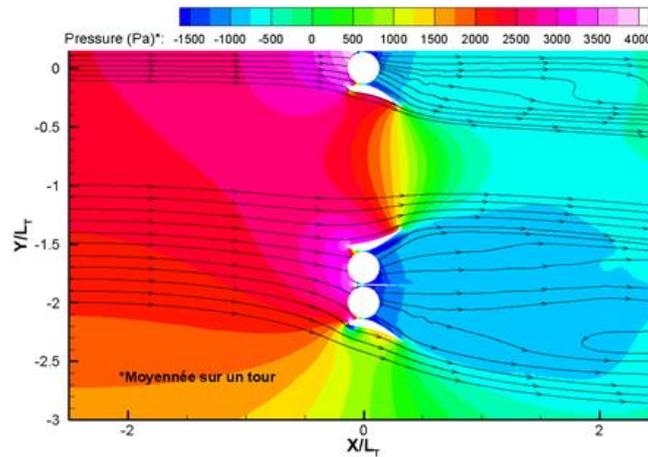
**Figure 4-25. Evolution du coefficient de puissance pour chaque rotor au cours du calcul (a) URANS et (b) BEM-RANS. (c) Evolution pour le calcul BEM-RANS de la vitesse débitante à travers chaque rotor**

## 4.2.2 Résultats et discussion

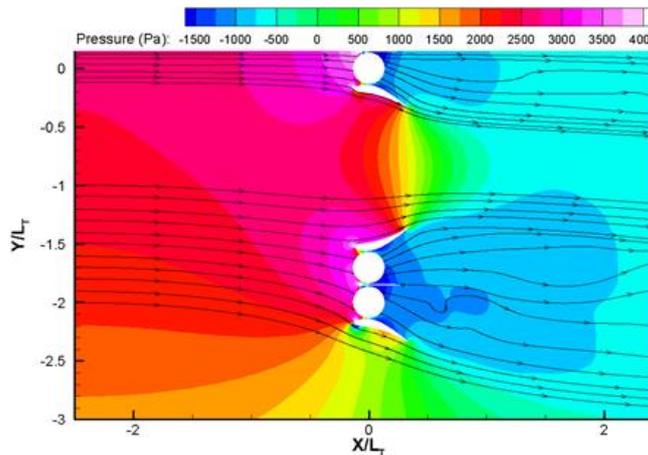
### 4.2.2.1 Champs de pression et de vitesse

On présente sur la figure 4-26 les isovaleurs de la pression statique moyennée sur le dernier tour de la turbine dans le cas URANS (seule la configuration optimale n°11 est bien sûr analysée) et à l'état stationnaire pour le cas BEM-RANS. La pression affichée est la pression statique par rapport à une pression de référence fixée égale à la pression atmosphérique. Les lignes de courant (toujours moyennées sur un tour pour le calcul URANS) sont également tracées au niveau des différents rotors présents dans le domaine fluide. On observe un bon accord global entre la prédiction moyenne URANS et la prédiction BEM-RANS sauf au niveau de l'aval immédiat des rotors comme déjà noté précédemment pour des simulations de turbine isolée.

(a)



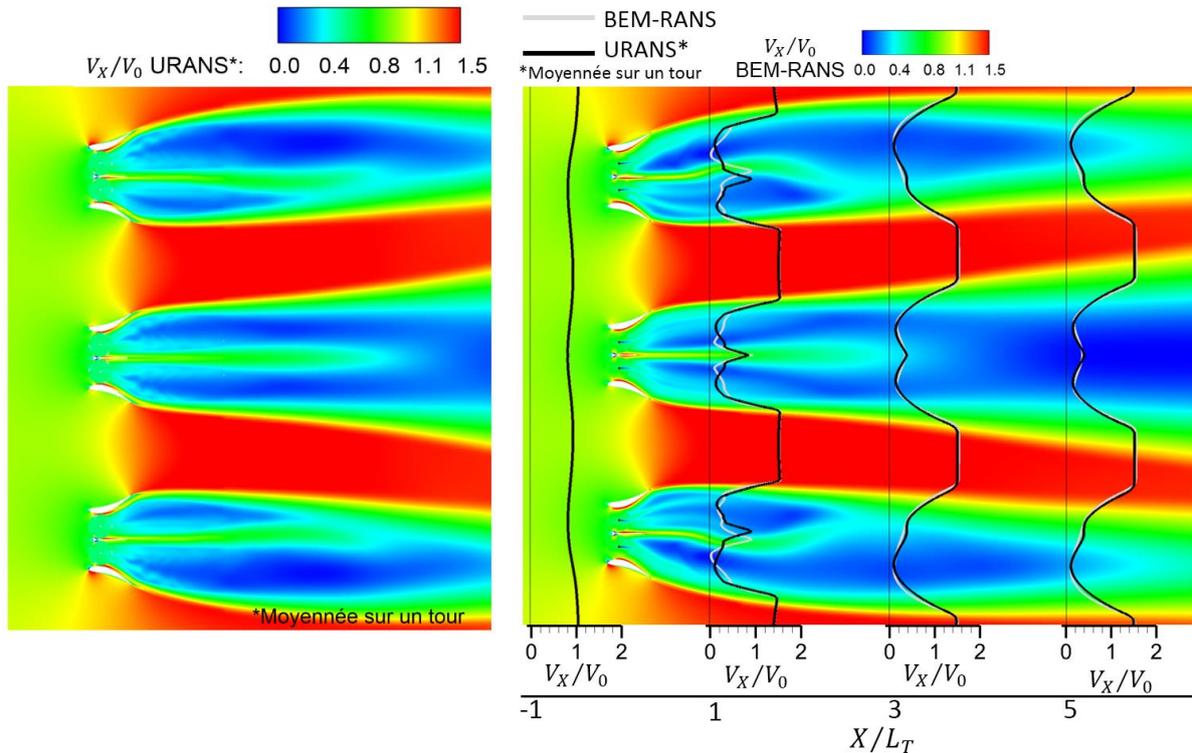
(b)



**Figure 4-26. Isovaleurs statique de pression autour des hydroliennes et des lignes de courants (a) URANS et (b) BEM-RANS**

La figure 4-27 présente les isovaleurs de vitesse axiale des simulations URANS et BEM-RANS – on a choisi sur cette visualisation de faire apparaître par symétrie l'intégralité du canal. On observe globalement un bon accord entre les deux approches avec, en particulier, des enveloppes de sillage en aval de chaque machine qui sont correctement prédites par le modèle BEM-RANS. Par « enveloppes » de sillage on fait référence aux sillages issus du carénage (externe) de la turbine. Des écarts bien visibles entre URANS et BEM-RANS apparaissent – comme précédemment observé dans la section 4.1.3 pour le cas de l'hydrolienne inclinée par rapport à la direction principale de l'écoulement dans le canal – au niveau du sillage de l'étrave ou plus précisément induits par l'interaction entre les rotors (réels pour URANS et virtuels pour BEM-RANS) et l'écoulement le long de l'étrave centrale. Cette observation est confirmée par le tracé du profil de vitesse axiale le long d'une ligne en amont de la rangée de turbine (à une distance  $1L_T$  de la rangée) et de trois lignes en aval (à  $1L_T$ ,  $3L_T$  et à  $5L_T$ ). On observe en effet des différences assez nettes entre prédiction URANS (moyennée sur un tour) et prédiction BEM-RANS au niveau de la première ligne aval où l'effet de l'interaction entre l'écoulement autour de l'étrave centrale et les rotors de la turbine se fait encore sentir de façon significative. L'écoulement de sillage suffisamment loin en aval, au niveau de la deuxième section de visualisation, est très

correctement prédit par le modèle BEM-RANS, par comparaison aux résultats URANS de référence.

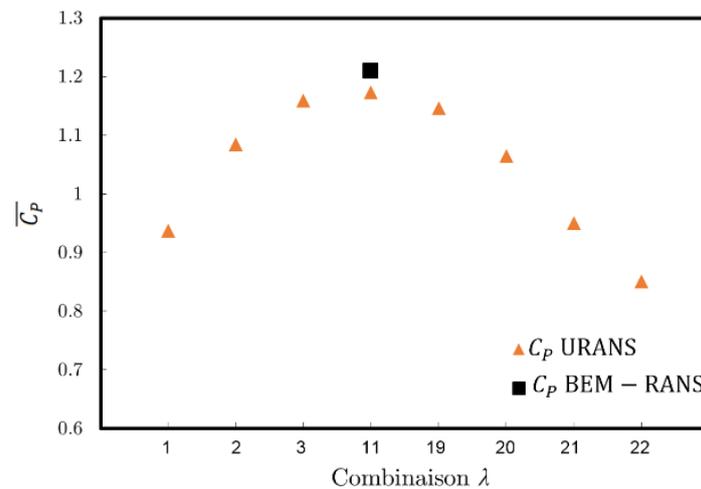


**Figure 4-27. Contours de vitesse d'une simulation URANS à gauche et BEM-RANS à droite avec comparaison des profils de vitesses en X d'une rangée composée par trois hydroliennes dans un canal**

#### 4.2.2.2 Coefficient de puissance

Quelques valeurs du coefficient de puissance moyen sont extraites du tableau 4-2 et visualisées sur la figure 4-28. La valeur maximale de  $\overline{C_p}$  prédite par l'approche URANS est atteinte pour  $(\lambda_1^*, \lambda_2^*, \lambda_3^*) = (2.3, 2.2, 2.2)$  et égale à 1.18, avec la répartition suivante des coefficients de puissance entre les rotors des différentes turbines  $(C_{P1}, C_{P2}, C_{P3}) = (1.24, 1.16, 1.13)$ . On observe donc que la turbine centrale (rotor 1) bénéficie de l'effet de confinement supplémentaire induit par la présence des turbines qui l'encadrent (rotors 2 et 3 pour l'une de ces turbines à l'extrémité de la rangée). La valeur prédite par le modèle BEM-RANS pour le coefficient de puissance moyen  $\overline{C_p}$  se compare très bien avec le résultat URANS de référence puisque l'on trouve  $\overline{C_p} = 1.21$  soit une surestimation de moins de 3%. Cette valeur est obtenue, à l'aide d'un unique calcul stationnaire, pour un jeu optimal de paramètre d'avance déduit des vitesses débitantes à travers chaque rotor et tel que  $(\lambda_1^*, \lambda_2^*, \lambda_3^*) = (2.41, 2.36, 2.32)$ , soit une très légère surestimation par rapport au calcul URANS. Il est intéressant de noter que les valeurs BEM-RANS pour les coefficients de puissance de chaque rotor de la rangée sont données par  $(C_{P1}, C_{P2}, C_{P3}) = (1.28, 1.18, 1.16)$  ; ces valeurs sont systématiquement (un peu) surestimées, de 3.2% pour la machine centrale, de 2.6% pour le rotor le plus extérieur (rotor 3) et de 1.7% pour le rotor intérieur de la machine en extrémité de rangée (rotor 2). Cet écart à la prédiction URANS de référence reste globalement modeste et peut être encore davantage considéré comme très raisonnable si on le met en rapport avec le coût de calcul de chaque approche : le modèle

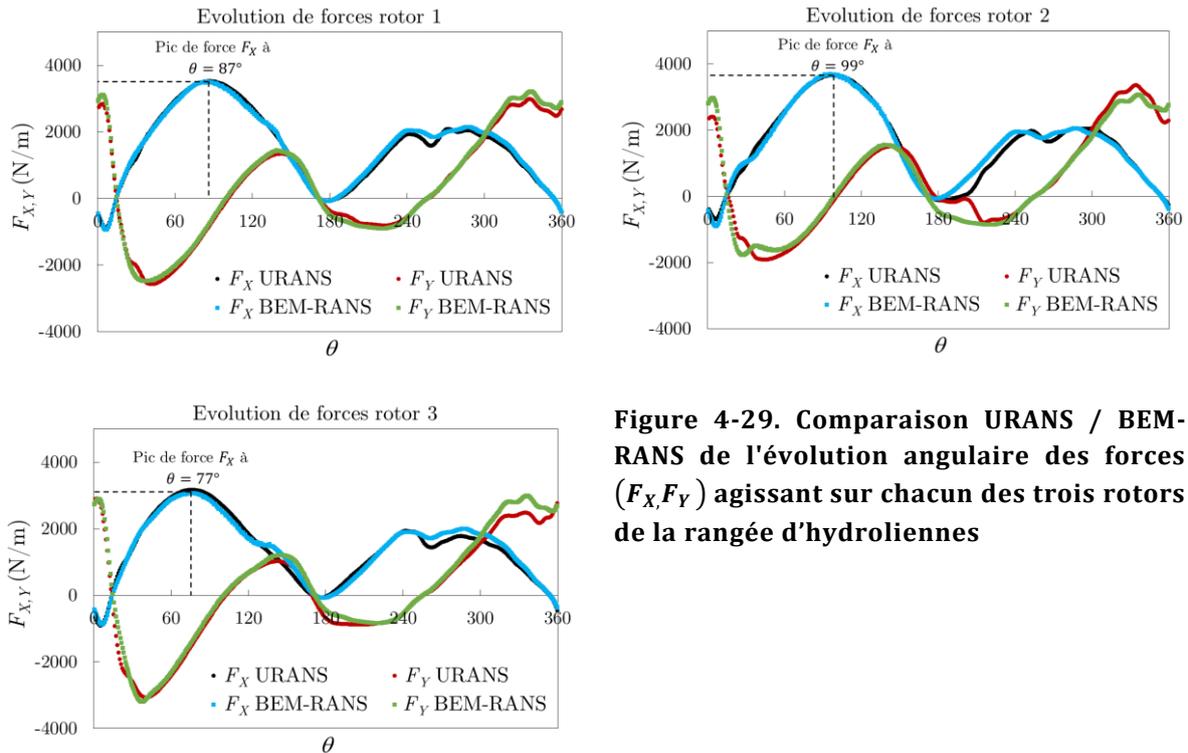
BEM-RANS appliqué à ce parc de 3 machines permet d'estimer à quelques % près le productible pour un coût total de simulation divisé par un facteur environ 2000 par rapport au coût global de l'approche haute-fidélité URANS. Comme précédemment indiqué, ce coût extrêmement élevé de la prédiction URANS inclut la recherche paramétrique des vitesses de rotation optimales de chaque rotor et peut donc être limité d'un facteur 10 environ en utilisant la prédiction BEM-RANS de  $(\lambda_1^*, \lambda_2^*, \lambda_3^*)$  pour le calcul URANS. Le gain en temps de calcul offert par l'approche BEM-RANS dans ces conditions resterait néanmoins d'un facteur supérieur à 100.



**Figure 4-28. Coefficient de puissance moyen d'une rangée de trois hydroliennes dans un canal ( $\phi = 0.25$  et  $V_0 = 2.10$  m/s). Prédiction numérique par le modèle URANS pour diverses combinaisons de paramètres d'avance  $\lambda_i$  ( $i = 1, 3$ ) et par le modèle BEM-RANS en utilisant un seul calcul stationnaire optimal  $(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$**

#### 4.2.2.3 Evolution des forces sur les rotors

L'accord très satisfaisant de la prédiction du coefficient de puissance moyen entre l'approche URANS et le modèle BEM-RANS est une conséquence directe de la prédiction précise de la moyenne (sur une période de rotation) des composantes de force  $F_X, F_Y$  pour chaque rotor en utilisant le modèle BEM-RANS. Cet accord peut être observé sur la figure 4-29 où la prédiction de référence URANS et modélisation BEM-RANS à l'état stationnaire sont tracées sur une même courbe. On note, en cohérence avec les observations précédentes, un écart systématique pour la composante  $F_Y$  au niveau de la zone angulaire  $[330^\circ, 360^\circ]$ , dont nous avons précédemment expliqué qu'il était sans conséquence sur la prédiction correcte de la puissance produite par la turbine. On observe également un écart marqué pour la prédiction de  $F_X$  pour le rotor 2 au voisinage du carénage externe (zone angulaire voisine de  $180^\circ$ ) ainsi que dans une moindre mesure pour le rotor 3 dans la même zone. Cet écart est corrélé avec les différences observées entre BEM-RANS et URANS au niveau du sillage proche mais n'a d'impact fort ni sur la prédiction du coefficient de puissance, ni sur le sillage lointain.



**Figure 4-29. Comparaison URANS / BEM-RANS de l'évolution angulaire des forces ( $F_X, F_Y$ ) agissant sur chacun des trois rotors de la rangée d'hydroliennes**

## 4.3 Parc à 2 rangées d'hydroliennes

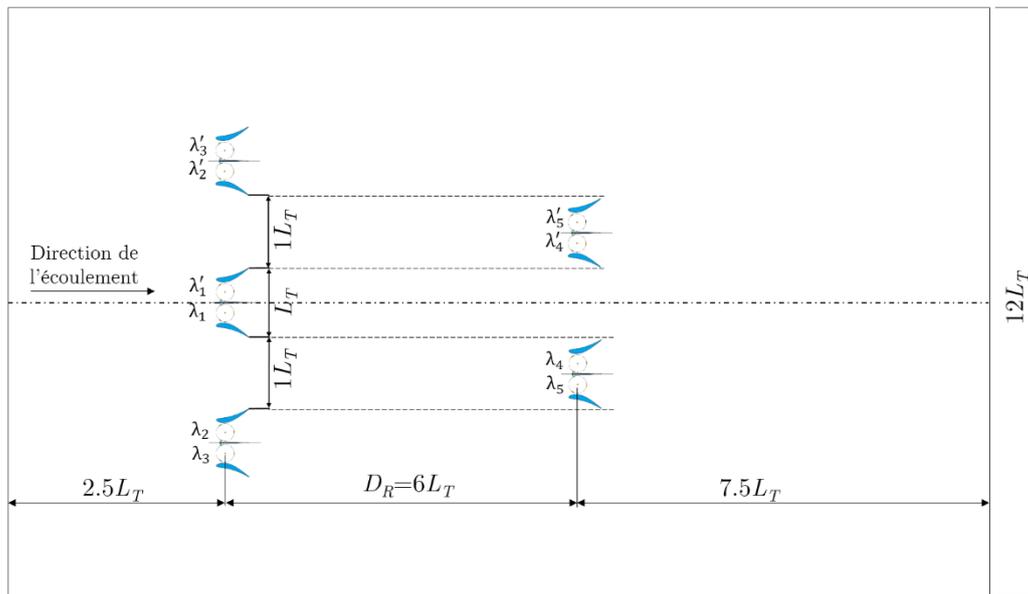
Le dernier cas de validation abordé dans ce chapitre représente la limite de ce qu'il est, de notre point de vue, raisonnablement possible de calculer à l'aide d'une approche haute-fidélité URANS. Il s'agit d'un parc de 2 rangées d'hydroliennes : la rangée amont contient 3 turbines tandis que la rangée aval contient 2 turbines seulement.

### 4.3.1 Méthodologie de résolution numérique

#### 4.3.1.1 Domaine de calcul et conditions aux limites

On présente sur la figure 4-30 une vue d'ensemble du domaine fluide. Les 5 turbines sont placées dans un canal de largeur ( $W_C$ ) égale à  $12L_T$ , avec la largeur de l'hydrolienne telle que  $L_T = 4$  m. L'espacement latéral ( $L_S$ ) entre les hydroliennes (des deux rangées) est égal à  $L_T$ . La deuxième rangée est placée à une distance  $D_R = 6L_T$  soit 24 m en aval de la première rangée ; on précisera ci-après les raisons de ce choix (destiné à faciliter la mise en œuvre). La vitesse uniforme  $V_0$  à l'entrée du domaine est égale à 2.10 m/s. En raison de la symétrie du problème par rapport à l'axe central du canal, le domaine fluide effectivement utilisé dans les simulations est réduit à la moitié inférieure du canal, ce qui laisse donc un total de cinq rotors dans la simulation : une hydrolienne complète et une  $\frac{1}{2}$ -hydrolienne pour la première rangée et une hydrolienne complète pour la seconde rangée. Cette configuration de parc a été créée dans les outils de génération de géométrie et de maillage en s'appuyant sur le domaine de calcul construit pour la configuration monorangée utilisée dans la section 4.2. Dans le cas étudié ici d'un parc à 2 rangées, la sortie du domaine a cependant dû être déplacée vers l'aval afin de permettre l'ajout de la

deuxième rangée dans le domaine fluide. Les frontières latérales (rives du canal) sont traitées via des conditions de glissement.



**Figure 4-30. Représentation schématique des cinq hydroliennes constituant le parc à deux rangées**

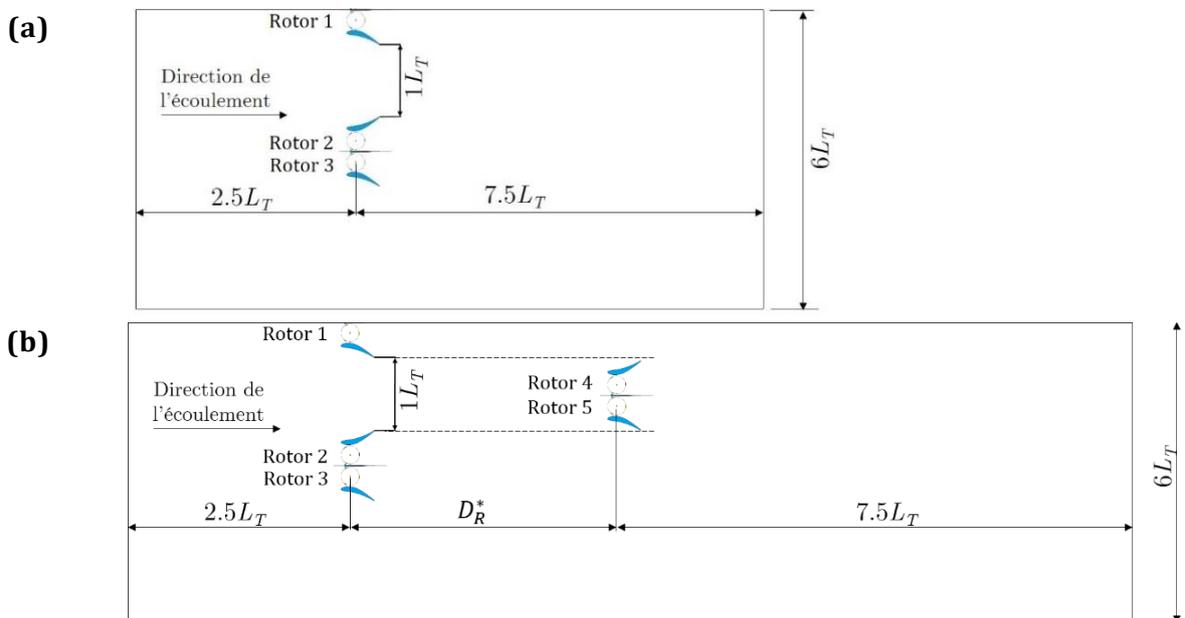
#### 4.3.1.2 Stratégie de réduction du nombre de calculs URANS

Puisque le domaine de calcul inclut cinq rotors qui fonctionnent tous en pratique, grâce au système de régulation qui les équipe, à vitesse de rotation optimale *c.-à-d.* produisant le maximum de puissance du rotor, il est nécessaire dans la simulation URANS de déterminer les valeurs optimales des cinq paramètres d'avance ( $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5$ ). Cette étude paramétrique ne doit pas être effectuée sans un minimum de sens physique pour en limiter le coût ! Une étude incluant 5 valeurs testées pour chaque  $\lambda_i$  dans l'intervalle typique  $[1.8, 3.0]$  conduirait en effet à 3125 jeux de valeurs possibles soit 3125 simulations URANS pour déterminer le jeu optimal de paramètres et les performances du parc associées. En réalité, un minimum d'analyse physique permet d'intuiter certaines hiérarchies entre les 5 paramètres et de réduire ainsi les combinaisons testées mais sans parvenir à une diminution drastique du nombre de combinaisons à évaluer. Dans la mesure où ce cas-test est destiné à compléter la validation du modèle BEM-RANS, on fait le choix d'un positionnement bien particulier des hydroliennes au sein de ce parc bi-rangées afin de bénéficier des résultats des précédentes analyses.

Il est en effet raisonnable d'imaginer qu'un éloignement suffisant des rangées amont et aval conduit à une influence négligeable de la rangée aval sur la rangée amont. On choisit donc de positionner les turbines de la rangée amont en reprenant exactement la configuration de parc mono-rangée étudiée dans la section 4.2 précédente. On peut noter que les valeurs données dans le paragraphe 4.3.1.1 ci-dessus pour l'espacement latéral entre les machines et la distance des machines de la rangée amont par rapport aux rives du canal ainsi que pour la largeur du canal correspondent bien à la description retenue en 4.2 pour la rangée de 3 turbines (cf. figure 4-24 et figure 4-31). Si l'effet de la présence de la rangée aval sur les performances de la rangée amont peut être rendu négligeable grâce à un éloignement suffisant alors il sera possible de reprendre le jeu de paramètres optimaux

obtenu en 4.2 pour les 3 paramètres d'avance associés aux 3 rotors de la rangée amont qui sont inclus dans le domaine fluide, soit  $(\lambda_1^*, \lambda_2^*, \lambda_3^*) = (2.3, 2.2, 2.2)$ . Il ne restera alors plus qu'à déterminer par une série de quelques calculs URANS de l'ensemble du parc les valeurs optimales des 2 paramètres d'avance associés aux 2 rotors de la turbine de la rangée aval incluse dans le domaine de fluide. Un tel calcul présente un coût qui peut être considéré comme raisonnable – le nombre de combinaisons à tester peut même être inférieur à celui de la configuration du parc mono-rangée, avec 2 paramètres à régler contre 3, mais en gardant cependant en tête un coût plus élevé pour chaque simulation puisque le maillage discrétise 1 turbine complète supplémentaire par rapport au cas mono-rangée.

Pour pouvoir mettre cette stratégie en place, il reste à déterminer la distance  $D_R$  à imposer entre les deux rangées pour pouvoir considérer que l'influence de la rangée aval sur la rangée amont est négligeable. Plus précisément, on souhaite estimer la valeur minimale qui peut être donnée à cette distance – dans la mesure où on souhaite réduire l'étendue du domaine de simulation, directement liée à la taille du maillage. On note  $D_R$  cette distance entre les deux rangées et on suppose  $D_R$  de la forme  $D_R^* \times L_T$  avec  $D_R^* \geq 1$ . La dernière pierre de la stratégie de réduction des coûts de calcul URANS consiste alors à faire appel au modèle BEM-RANS pour étudier l'influence de la variation de  $D_R^*$  sur les coefficients de puissance des turbines de la rangée amont. On présente sur la figure 4-31 la configuration étudiée par l'approche BEM-RANS pour  $D_R^*$  variant par valeurs entières entre 1 et 10. On notera également sur cette figure les indices des différents rotors présents dans le domaine fluide (rotors 1, 2, 3 pour la première rangée et 4,5 pour la seconde rangée).

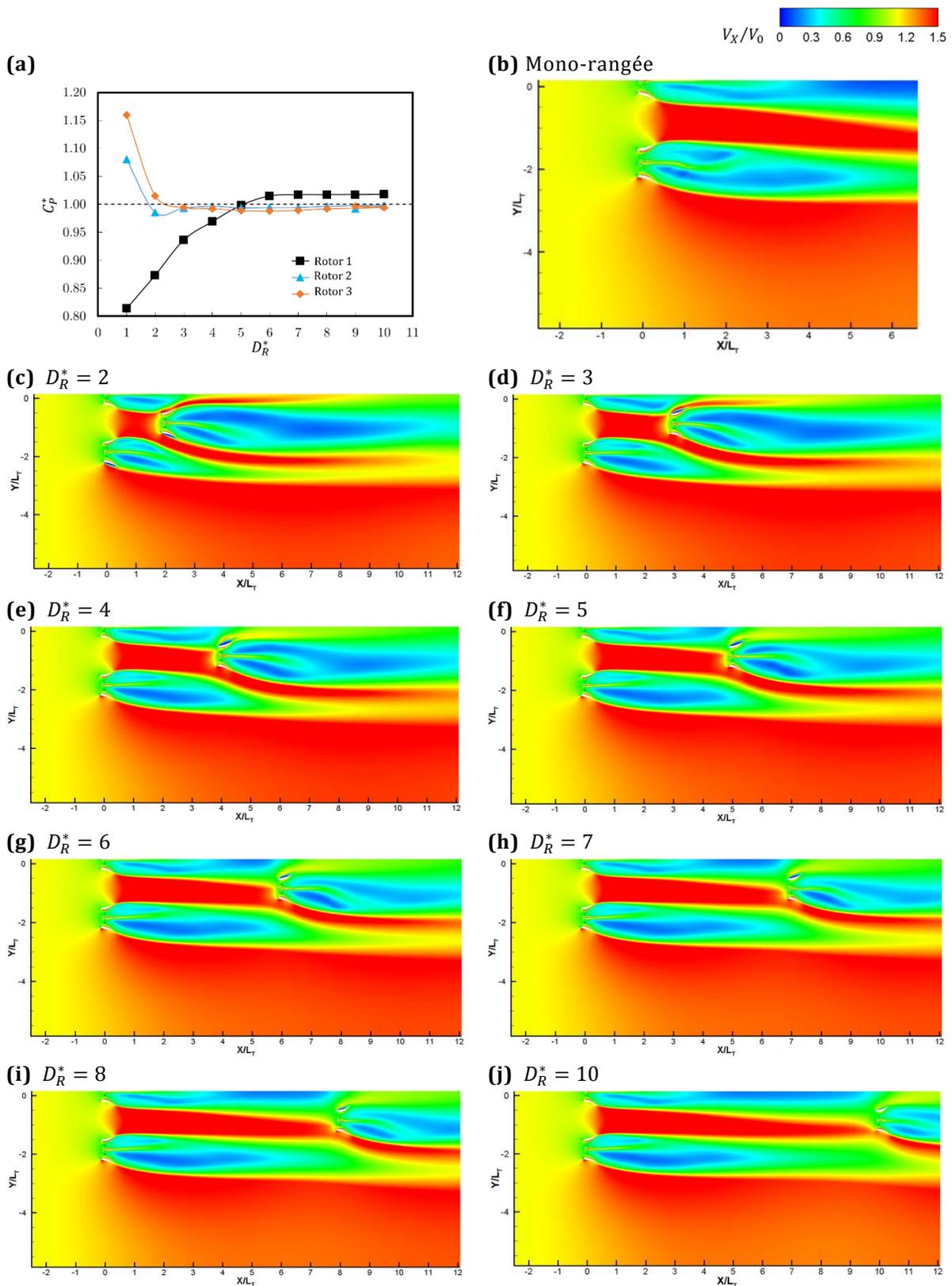


**Figure 4-31. Représentation schématique du domaine de calcul adopté (a) pour le parc monorangée étudié en 4.2 et (b) pour le parc à deux rangées étudié dans la présente section. La distance entre rangée normalisée par la largeur de la turbine  $D_R^*$  prend successivement toutes les valeurs entières comprises en 1 et 10 dans l'étude BEM-RANS préliminaire destinée à fixer la valeur retenue in fine pour la comparaison URANS / BEM-RANS**

Les figures 4-32 présentent une synthèse de cette étude BEM-RANS sur l'influence de la distance entre la rangée aval et la rangée amont. La figure 4-32a indique comment varient les coefficients de puissance des 3 rotors associés à la rangée amont en fonction de l'éloignement des rotors de la rangée aval. Plus précisément, on trace sur cette figure 4-32a la variation du coefficient de puissance associés aux rotors 1, 2 et 3 de la rangée amont en normalisant chaque coefficient de puissance par sa valeur dans le cas d'une simulation mono-rangée, *c.-à-d.* en l'absence de la rangée aval (cf. cas étudié dans la section 4.2).

Lorsque le paramètre  $D_R^*$  augmente, on doit donc observer la convergence vers l'unité de ces coefficients de puissance normalisés puisque la configuration bi-rangées étudiée tend vers une configuration mono-rangée pour la rangée amont (la rangée aval restant longtemps influencée par les sillages de la rangée amont). On observe de façon très satisfaisante ce comportement attendu pour les rotors « extérieurs » de la première rangée, *c.-à-d.* les rotors 2 et 3 et on l'observe de façon assez satisfaisante seulement pour le rotor « intérieur », rotor 1, dont le coefficient de puissance normalisée tend vers une valeur très légèrement supérieure à 1 (1.02). On peut noter au passage qu'il est également intéressant d'analyser cette figure en considérant l'impact du rapprochement de la rangée aval sur les performances des machines de la rangée amont. On observe ainsi que cet impact est positif pour les rotors extérieurs dont le coefficient de puissance normalisé augmente pour les faibles valeurs de l'espacement entre rangées mais négatif pour le rotor intérieur dont le coefficient de puissance normalisé chute fortement pour ces espacements minimaux. Ce type d'analyses, rendues possibles par l'efficacité du modèle BEM-RANS, sera mené dans le dernier chapitre du mémoire. Dans le cadre de la présente stratégie de simplification des simulations URANS, on retient que pour  $D_R^* \geq 6$  on peut considérer comme quasiment négligeable l'influence de la rangée aval sur la rangée amont et fixer donc à  $(\lambda_1^*, \lambda_2^*, \lambda_3^*) = (2.3, 2.2, 2.2)$  les valeurs des paramètres d'avance (optimaux) pour les rotors de la rangée amont.

Les figures 4-32c à 4-32j présentent les isovaleurs du module de la vitesse pour les champs stationnaires obtenus à l'issue des simulations BEM-RANS effectuées pour différentes valeurs du paramètre  $D_R^*$ , à savoir  $D_R^* = \{2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10\}$ . La figure 4-32b présente comme point de comparaison les isovaleurs du module de vitesse pour le calcul BEM-RANS de la configuration mono-rangée de la section 4.2. En observant ces différents champs, on visualise la réduction progressive de l'influence de la rangée aval sur les sillages de la rangée amont, qui se traduit aussi par la convergence progressive des performances de la rangée amont vers les performances du cas mono-rangée. La simulation BEM-RANS réalisée pour  $D_R^* = 6$  est celle qui sera analysée dans la section 4.3.2 qui suit afin d'être comparée, pour validation, aux résultats fournis par le calcul URANS de référence.



**Figure 4-32. (a) Evolution de  $C_p^*$  en fonction de  $D_R^*$  pour les 3 rotors de la rangée amont. Isovaleurs du module de vitesse de l'écoulement (calcul BEM-RANS) pour une configuration (b) monorangée et (c-j) bi-rangées en fonction de la distance inter-rangée normalisée  $D_R^*$**

Du point de vue URANS, il reste à déterminer le choix optimal ( $\lambda_4^*, \lambda_5^*$ ) des paramètres d'avance des rotors 4 et 5 de la rangée aval pour ce cas  $D_R^* = 6$ . Cette étude paramétrique peut être menée en réalisant quelques simulations URANS seulement. Le tableau 4-3 présente les combinaisons testées et les coefficients de puissance associés en mettant en évidence le choix optimal issu de ces simulations URANS, qui va être comparé dans la section qui suit à la simulation BEM-RANS.

# combinaison	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$\lambda_3$	$\lambda_4$	$\lambda_5$	$C_{P1}$	$C_{P2}$	$C_{P3}$	$C_{P4}$	$C_{P5}$	$\overline{C_P \text{ moyen}}$
1	2.3	2.2	2.2	1.5	2.0	1.24	1.15	1.11	0.51	1.14	1.03
2	2.3	2.2	2.2	1.6	2.4	1.24	1.15	1.11	0.58	1.33	1.08
3	2.3	2.2	2.2	2.0	2.2	1.24	1.15	1.11	0.86	1.23	1.12
4	2.3	2.2	2.2	1.8	2.4	1.24	1.15	1.11	0.77	1.33	1.12
5	2.3	2.2	2.2	1.9	2.4	1.24	1.15	1.11	0.83	1.34	1.13
6	2.3	2.2	2.2	2.1	2.4	1.24	1.15	1.11	0.89	1.32	1.14
<b>7 (optimale)</b>	<b>2.3</b>	<b>2.2</b>	<b>2.2</b>	<b>2.2</b>	<b>2.4</b>	<b>1.24</b>	<b>1.15</b>	<b>1.11</b>	<b>0.93</b>	<b>1.34</b>	<b>1.15</b>
8	2.3	2.2	2.2	2.3	2.4	1.24	1.15	1.11	0.92	1.33	1.15
9	2.3	2.2	2.2	2.1	2.3	1.24	1.15	1.11	0.90	1.28	1.14
10	2.3	2.2	2.2	2.4	2.6	1.24	1.15	1.11	0.90	1.26	1.13
11	2.3	2.2	2.2	1.9	2.3	1.24	1.15	1.11	0.82	1.27	1.12
12	2.3	2.2	2.2	1.7	2.4	1.24	1.15	1.11	0.67	1.33	1.10
<b>BEM-RANS</b>	<b>2.43</b>	<b>2.36</b>	<b>2.30</b>	<b>2.30</b>	<b>2.44</b>	<b>1.30</b>	<b>1.17</b>	<b>1.14</b>	<b>1.08</b>	<b>1.34</b>	<b>1.21</b>

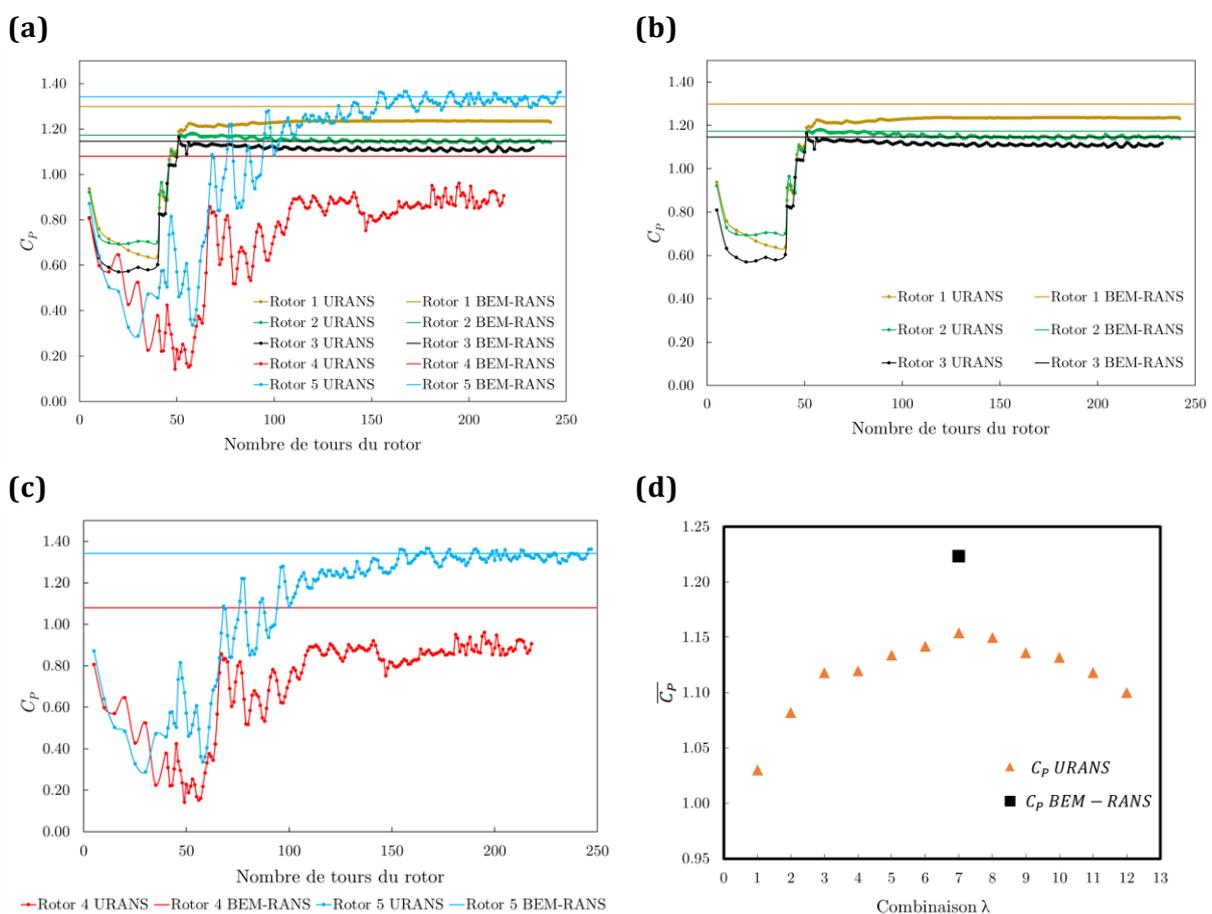
Tableau 4-3. Parc bi-rangées avec paramètre d'espacement  $D_R^* = 6$ . Combinaisons des paramètres d'avance  $\lambda$  pour les simulations URANS et coefficients de puissance calculés. Résultats du calcul BEM-RANS

### 4.3.2 Résultats et discussion

La figure 4-33 synthétise les résultats de la simulation URANS optimale et de la simulation BEM-RANS du point de vue de la prédiction des coefficients de puissance. La figure 4-33a présente ainsi l'évolution des coefficients de puissance calculés par l'approche URANS en fonction du nombre de tours de rotor calculés. Sur cette même figure, on indique par un trait la valeur stationnaire correspondant à chaque rotor, telle que prédite par le modèle BEM-RANS. Les figures 4-33b et 4-33c présentent les mêmes résultats respectivement pour les 3 rotors de la rangée amont et pour les 2 rotors de la rangée aval afin d'améliorer la lisibilité de la comparaison entre résultats URANS et BEM-RANS. Enfin, la figure 4-33d résume ces différents résultats sous la forme d'une courbe donnant l'évolution de la valeur du coefficient de puissance moyen du parc (calculé selon (4-1)) pour l'approche URANS en fonction des combinaisons des paramètres d'avance ; sur cette même courbe, on place également le résultat (optimal par construction) BEM-RANS.

Cette valeur optimale du coefficient de puissance moyen du parc est surestimée de 5% environ par l'approche BEM-RANS (valeur prédite de 1.21 contre 1.15 pour la simulation haute-fidélité URANS). Cet écart sur la quantité très « globale » que constitue le coefficient de puissance moyen du parc apparaît d'autant plus modéré qu'il ne résulte pas d'une compensation d'erreur entre les valeurs prédites pour les coefficients de puissance associés à chaque rotor (certaines valeurs pouvant être sous-estimées tandis que d'autres

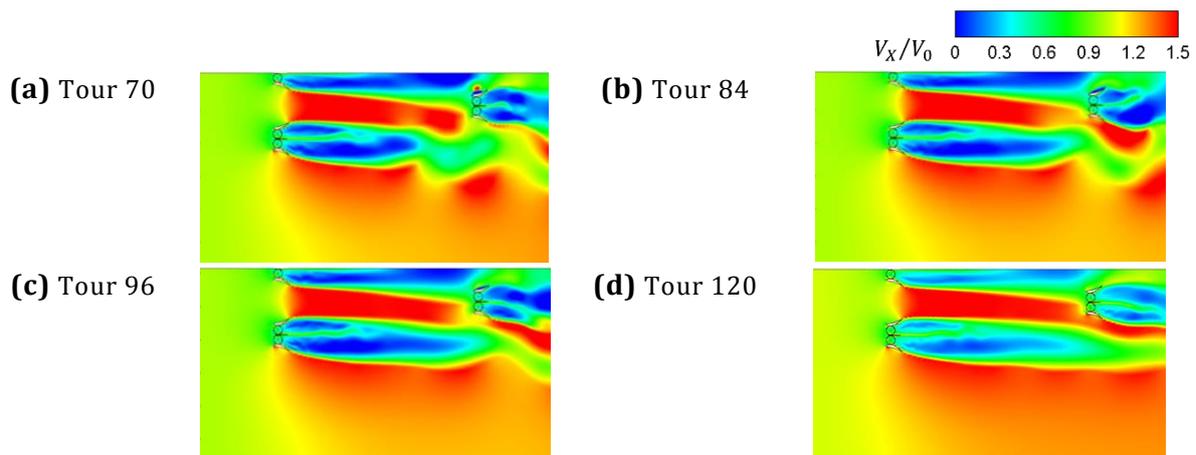
sont surestimées). Comme on le constate en effet dans le tableau 4-3 et sur les figures 4-33 les valeurs de coefficient de puissance prédites par l'approche BEM-RANS pour chaque rotor sont systématiquement surestimées : de 0% pour le rotor 5 (rotor extérieur de la rangée aval) à un maximum de 16% pour le rotor 4 (rotor intérieur de la rangée aval) ; pour la rangée amont, cette surestimation est également plus marquée pour le rotor intérieur (rotor 1) mais n'excède cependant pas 4.8% tandis qu'elle s'établit respectivement à 1.7% et 3.6% pour les rotors 2 et 3 de la turbine extérieure. On observe également sur les figures 4-33 que la « hiérarchie » entre les différents rotors telle que prédite par l'approche URANS est bien reproduite par le modèle BEM-RANS : le classement des rotors par coefficient de puissance décroissant est le même dans les deux simulations, à savoir rotor 5 puis rotor 1 suivis par les rotors 2 et 3 et enfin le rotor 4. Le point de discordance principal entre les simulations URANS et BEM-RANS se situe clairement au niveau de la prédiction du rotor 4, rotor intérieur de la rangée aval.



**Figure 4-33. (a-c) Evolution du coefficient de puissance des rotors du parc bi-rangée au cours du calcul (URANS) avec valeurs stationnaires BEM-RANS pour comparaison. (d) Variation du coefficient de puissance moyen du parc (URANS) en fonction des différentes combinaisons de paramètres d'avance et valeur BEM-RANS pour comparaison**

Lorsque l'on étudie plus en détail l'évolution au cours du calcul des coefficients de puissance calculés à l'aide de l'approche URANS, on note sur les différentes courbes de la figure 4-33 que la convergence de ces coefficients vers des valeurs établies est moins nette pour les rotors de la rangée aval que pour les rotors de la rangée amont. Cette observation s'explique par un constat déjà évoqué dans de précédentes analyses : la convergence

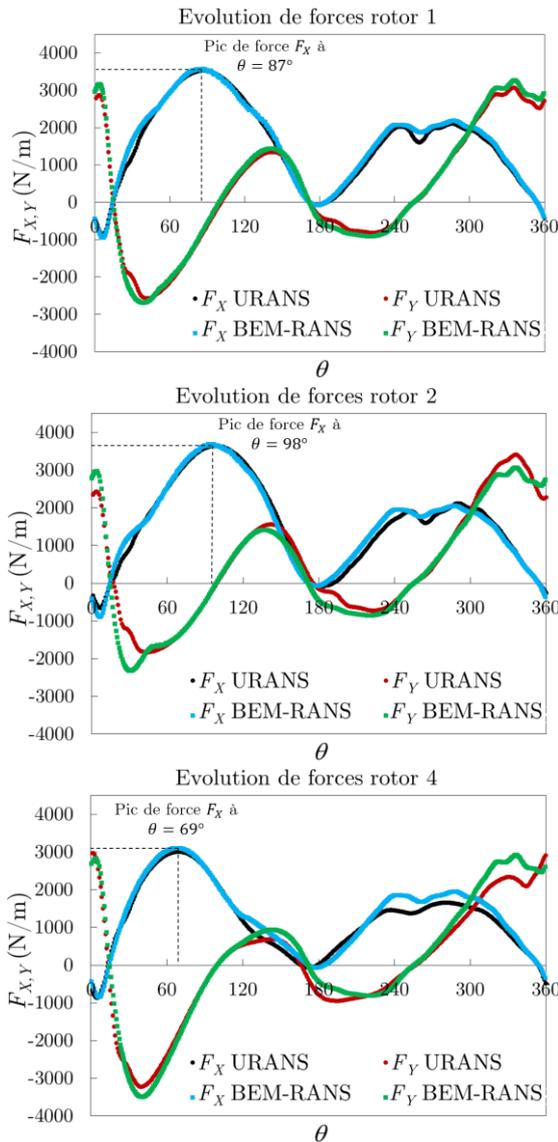
particulièrement lente de la zone de sillage en aval des turbines. On a ainsi tracé sur la figure 4-34 quelques isovalues du module de la vitesse axiale au cours du calcul URANS, après respectivement 70, 84, 96 et 120 tours du rotor 1. Ces champs peuvent être mis en rapport avec l'évolution des coefficients de portance tracés sur la figure 4-33. On observe en particulier l'établissement très progressif des zones de sillage à l'aval des rotors 2 et 3 de la rangée amont ainsi qu'à l'aval du rotor 1 - même si la condition de symétrie appliquée au niveau de la frontière  $Y = 0$  du domaine de calcul tend à faciliter l'établissement du sillage pour la turbine centrale de la rangée amont. L'écoulement à l'amont des rotors de la rangée aval continue donc à évoluer de façon significative bien après que l'écoulement se soit quasiment établi pour les rotors de la rangée amont. Ceci explique donc la significative différence de convergence relevée sur les figures 4-33b et 4-33c respectivement pour les rotors des rangées amont et aval. Il reste néanmoins toujours difficile de trouver une explication à l'écart assez important (16%) observé pour la prédiction du coefficient de puissance du rotor 4. Qualitativement, les figures 4-34 mettent en évidence le fait que les rotors 4 et 5 sont tous les deux influencés par les 2 sillages issus des machines de la rangée amont mais ne fournissent pas d'élément d'explication au fait que la prédiction BEM-RANS du rotor 5 soit particulièrement précise (par rapport aux caractéristiques URANS de référence) alors que la prédiction BEM-RANS du rotor 4 est la plus éloignée de la référence URANS



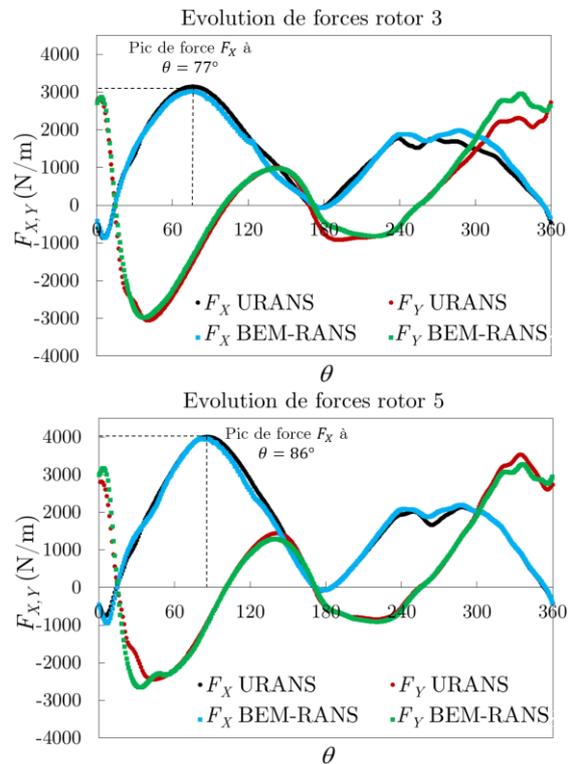
**Figure 4-34. Evolution du champ de vitesse axiale de l'écoulement au cours du calcul URANS. Le nombre de tours fait référence au rotor 1**

L'accord satisfaisant à très satisfaisant observé pour la prédiction BEM-RANS des coefficients de puissance par rapport à la référence URANS est bien sûr une conséquence directe de la prédiction précise de la moyenne (sur une période de rotation) des composantes des efforts  $F_x, F_y$  à l'aide du modèle BEM-RANS. L'accord URANS / BEM-RANS pour ces quantités cruciales peut être observé sur la figure 4-35 où on trace l'évolution angulaire des efforts telle que fournie par la simulation URANS de référence et telle que calculée par le modèle BEM-RANS à convergence vers l'état stationnaire réalisée. Si on se focalise plus particulièrement sur le rotor 4, on observe le désaccord désormais « classique » sur la prédiction URANS / BEM-RANS de  $F_y$  pour des positions angulaires comprises entre  $280^\circ$  et  $360^\circ$  - on a déjà expliqué que cet écart n'a pas d'impact marqué sur la prédiction du coefficient de puissance. On note donc plutôt l'écart qui existe pour cette prédiction de  $F_y$  entre  $120^\circ$  et  $200^\circ$  c'est-à-dire pour la zone proche du carénage (externe)

de la turbine et qui semble spécifique au rotor 4. On note également un écart de prédiction pour  $F_x$  entre 120° et 150° et entre 220° et 300° environ.



**Figure 4-35. Comparaison de l'évolution angulaire de forces ( $F_x, F_y$ ) agissant sur une pale dans chacun des cinq rotors du parc d'hydroliennes bi-rangées**



La précision satisfaisante du calcul BEM-RANS, en particulier lorsque l'on se souvient que le coût de cette approche est plusieurs centaines de fois inférieur à celui de l'approche URANS de référence, est également illustrée sur la figure 4-36, où sont présentées les isovalues du champ de vitesse à quasi-établissement de la solution URANS et à convergence vers l'état stationnaire de l'approche BEM-RANS ainsi qu'une superposition des profils de vitesse BEM-RANS / URANS suivant la direction  $Y$  pour quelques valeurs fixées de  $X$  le long du domaine fluide. On peut noter sur les isovalues que des différences nettes entre URANS et BEM-RANS sont bien visibles au niveau du sillage des machines de la rangée aval. Ceci s'explique aisément par le fait que les sillages URANS associés aux turbines de la rangée aval ne sont pas encore convergés. Le critère d'arrêt de la simulation URANS porte sur la convergence des coefficients de puissance des différents rotors. Il peut donc y avoir convergence de la simulation du parc bi-rangées sans que les sillages des turbines de la rangée aval ne soient correctement convergés. Ce comportement est un bon indicateur de la difficulté de mener une simulation URANS de parc multi-rangées : si une

troisième rangée existait, à l'aval de la seconde rangée du présent parc, les rotors de cette rangée seraient affectés par ces zones de sillage issues de la deuxième rangée et leur convergence ne serait pas encore obtenue au moment où les rotors des 2 premières rangées ont atteint un régime établi.

Lorsque l'on trace (cf. figure 4-36b) les profils de vitesse axiale le long de quelques lignes  $X = cste$  situées entre les deux rangées du parc, on observe un bon accord entre la prédiction URANS et la prédiction BEM-RANS dès lors que l'on se situe à une distance de l'ordre de  $2L_T$  à l'aval de la première rangée de turbines. On note qu'une telle comparaison n'a pas été réalisée pour des profils situés dans le sillage des turbines de la seconde rangée puisque la simulation URANS n'a pas encore atteint un régime établi dans cette zone spécifique. Si le calcul URANS n'a pas été poursuivi pendant quelques dizaines de tours supplémentaires, c'est en raison du coût déjà très considérable de l'analyse URANS (de 3000 à 4000 fois le coût de l'unique simulation BEM-RANS réalisée pour le parc tel que  $D_R^* = 6$ ).

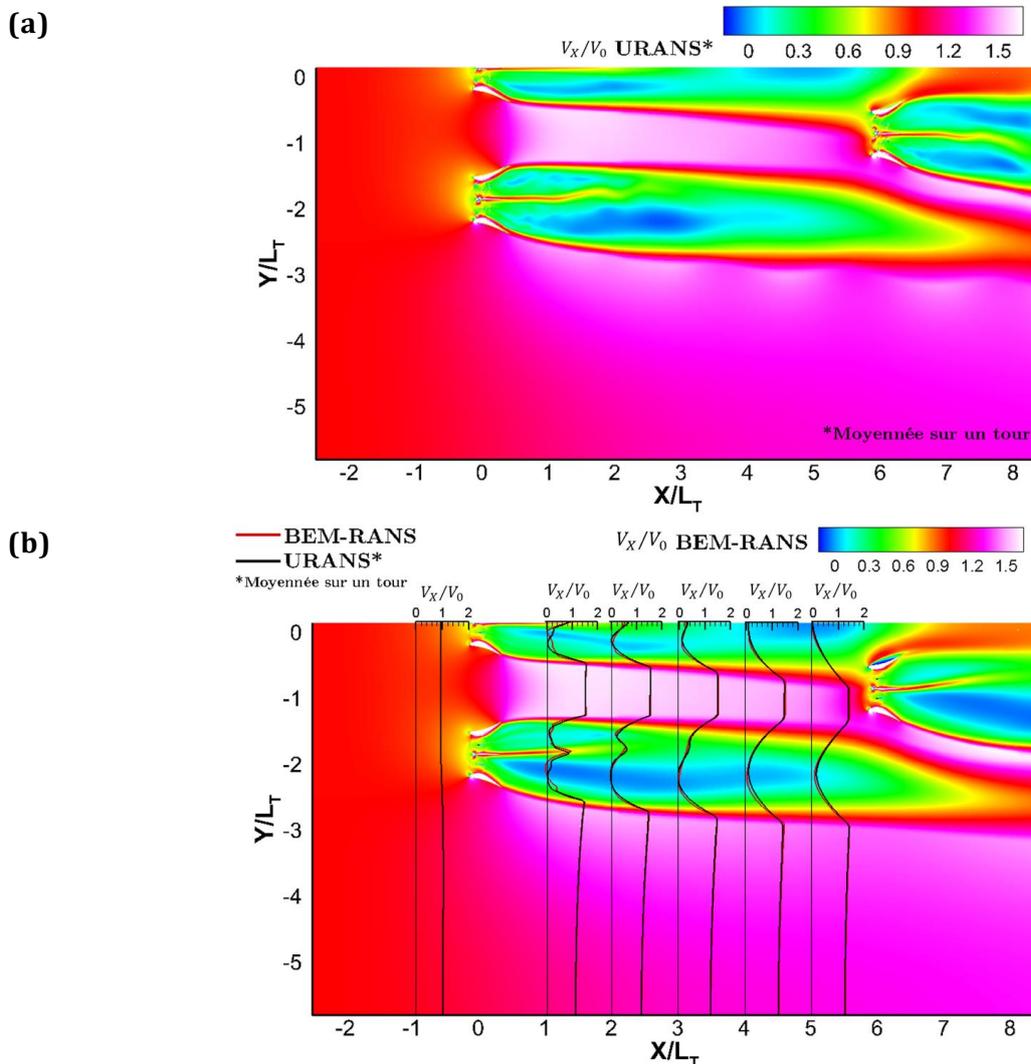


Figure 4-36. Isovaleurs de la vitesse axiale pour la simulation URANS (en haut) et BEM-RANS (en bas). En bas : profils de vitesse calculés en utilisant le modèle URANS (en noir) et le modèle BEM-RANS (en rouge) en quelques stations  $X = cste$  situées entre la rangée amont et la rangée aval du parc

## 4.4 Conclusion

La comparaison systématique des solutions URANS et BEM-RANS pour des « parcs » de turbines HARVEST contenant de 1 à 5 turbines réparties sur 1 ou 2 rangées dans un canal a mis en évidence un bon et même parfois très bon accord entre la prédiction de l'approche BEM-RANS utilisant le modèle établi au chapitre précédent et les résultats de référence de l'approche haute-fidélité URANS. Cet accord a été analysé en particulier sur la quantité-clé que constitue le coefficient de puissance moyen du parc, déduit des coefficients de puissance de chaque rotor présent dans le parc. L'écart maximum observé sur cette quantité entre URANS et BEM-RANS est de 16%, pour l'un des rotors du parc bi-rangées et n'excède pas quelques % en général dans les autres cas étudiés. Il a été également vérifié que cet accord sur le coefficient de puissance était une conséquence directe de la prédiction fiable de l'évolution angulaire des efforts  $F_x, F_y$  fournie par le modèle BEM-RANS pour l'ensemble des rotors calculés. En outre, on a également montré que le développement des sillages des turbines HARVEST était correctement reproduit par le modèle BEM-RANS. La prédiction BEM-RANS des différentes configurations étudiées dans ce chapitre est réalisée pour des coûts de simulation qui vont de l'heure à quelques heures seulement (à comparer à des jours ou des semaines de calcul pour l'approche URANS). Ce constat nous permet donc de consacrer le dernier chapitre du mémoire à l'exploitation du modèle BEM-RANS pour l'analyse de parcs multi-turbines, analyse qui serait hors de portée d'une approche haute-fidélité URANS (pour les moyens de calcul dont nous disposons en tout cas).

# Chapitre 5

## Exploitation du modèle BEM-RANS pour l'analyse de parcs

Comme indiqué dès le début de ce mémoire, l'objectif ultime des développements effectués pour élaborer un modèle rapide d'estimation des performances des turbines HARVEST est de disposer d'un outil permettant à l'ingénieur responsable du dimensionnement d'un parc d'évaluer efficacement différentes configurations ou dispositions possibles des turbines au sein du parc afin de sélectionner *in fine* celle répondant le mieux au cahier des charges de l'installation. Ce cahier des charges inclut naturellement la maximisation du productible mais intègre également d'autres contraintes, notamment économiques ou encore structurelles – seule l'hydrodynamique est prise en compte dans nos travaux.

Cette démarche est bien sûr partagée par l'ensemble des concepteurs d'hydroliennes. Plutôt que de multiplier ici les références aux nombreuses publications de la littérature, on préfère citer la récente revue de la littérature réalisée par Vennell et al. [2015] dans le journal *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Ce travail passe en revue les principaux enjeux associés à la conception des arrangements d'hydroliennes dans de grands parcs : comment maximiser la puissance de sortie ? Comment la disposition des hydroliennes dans le parc affecte-t-elle charges structurelles et coûts de construction ? Est également abordée dans cet article de synthèse l'importante question du choix du modèle décrivant le comportement (hydrodynamique) de chaque turbine du parc. Les auteurs décrivent en particulier les deux extrémités du spectre de modèles disponibles soit l'approche CFD de type URANS pour le volet haute résolution, inadaptée à l'étude de parcs en raison de son coût prohibitif, et les modèles globaux qui décrivent la turbine de façon très simplifiée à partir d'un coefficient de poussée par exemple et peuvent facilement être intégrés dans des codes décrivant de façon réaliste les courants marins ou fluviaux sur la zone d'implantation du parc.

Le développement d'un tel modèle global pour la turbine HARVEST peut d'ailleurs constituer une perspective de travail à l'issue de cette thèse. Dans le présent chapitre, on se limite à mettre en œuvre le modèle BEM-RANS à des échelles plus modestes, pour lesquelles il constitue un outil de dimensionnement pertinent : on se concentre dans un premier temps sur l'étude systématique d'un parc mono-rangée dans un canal. Un tel parc est caractérisé par un facteur de confinement mais aussi par la position relative des turbines les unes par rapport aux autres. Ainsi, dans la première section du chapitre, le modèle BEM-RANS est appliqué à l'étude des effets de l'espacement entre turbines d'une

même rangée à facteur de confinement fixé tandis que dans la deuxième section, ce même modèle est utilisé pour analyser l'effet du facteur de confinement à espacement entre turbines fixé. Enfin, dans la perspective d'une exploitation des turbines HARVEST non limitée au contexte fluvial, on analyse dans la troisième et dernière section du chapitre – toujours à l'aide du modèle BEM-RANS – l'effet du positionnement relatif de plusieurs turbines HARVEST placées en milieu « infini », *c.-à-d.* sans présence des rives du canal comme dans les cas précédents.

## 5.1 Rangée d'hydroliennes en canal : effet de l'espacement entre turbines

### 5.1.1 Configuration étudiée

On considère une rangée de 3 hydroliennes placées transversalement dans un canal et soumises à un écoulement amont uniforme en entrée de canal (voir figure 5-1). Par rapport à la configuration étudiée dans la section 4.2 du chapitre précédent (voir également la figure 4-24) on prend soin ici de placer la frontière amont suffisamment loin de la rangée de turbines pour que l'hypothèse d'une vitesse d'entrée uniforme soit réaliste. Cette préoccupation n'était pas essentielle pour les précédentes études de validation puisqu'il s'agissait de comparer les prédictions URANS et BEM-RANS à iso-conditions de calcul, même si celles-ci n'étaient pas physiquement les plus réalistes. Dans le cas présent, une étude préliminaire a permis de s'assurer que les conditions aux limites uniformes en entrée / sortie (respectivement vitesse imposée et pression imposée) étaient bien valides pour des frontières amont et aval positionnées respectivement à plus de 37 fois la largeur  $L_T$  de la turbine.

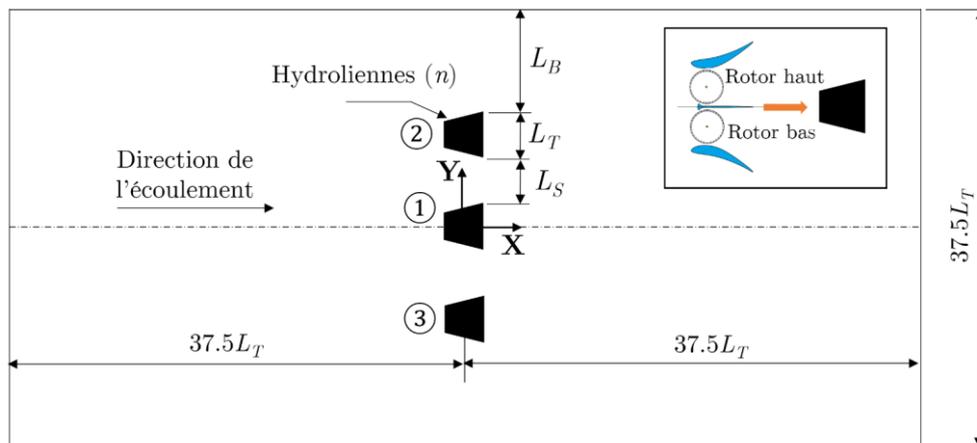


Figure 5-1. Représentation schématique du domaine de calcul d'une monorangée

Sur la figure 5-1 chaque hydrolienne est schématisée par un trapèze ; dans le cadre de la simulation BEM-RANS les détails de l'hydrolienne HARVEST sont bien décrits comme précédemment, avec le modèle BEM-RANS appliqué pour décrire l'effet de chaque rotor présent dans le domaine fluide – celui-ci étant à nouveau réduit à la zone  $Y < 0$  du domaine complet en exploitant la symétrie du problème par rapport à l'axe  $X$ . On suppose donc une distribution symétrique des turbines par rapport à l'axe  $X$ .

Le coefficient de puissance moyen du parc ( $\overline{C_p}$ ) dépend donc, pour des conditions aux limites fixées et pour un canal de largeur  $W_C$  fixée, de trois paramètres : l'espacement latéral ( $L_S$ ) entre les turbines, la distance ( $L_B$ ) entre les hydroliennes en extrémités de rangée et les rives du canal et le nombre de turbines ( $n$ ) composant la rangée. La figure 5-1 récapitule ces différents paramètres dans le cas  $n = 3$ . On normalise les distances  $L_B$  et  $L_S$  par la largeur de l'hydrolienne en considérant donc que l'espacement latéral  $L_S$  entre chaque turbine est égal à  $L_S^* \times L_T$  avec  $L_S^* \geq 1$  tandis que la distance  $L_B$  entre la première ou la dernière hydrolienne de la rangée et la rive du canal la plus proche est égale à  $L_B^* \times L_T$  avec  $L_B^* \geq 1$ . On a de façon évidente :

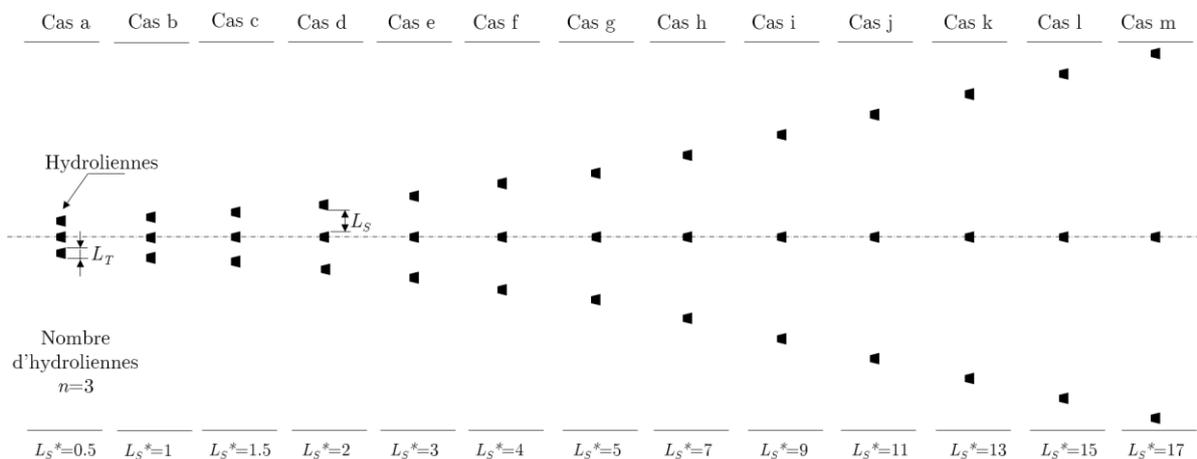
$$2L_B^* + (n - 1)L_S^* + n = \frac{W_C}{L_T} = \frac{n}{\phi} = 37.5 \quad (5-1)$$

où le facteur de confinement  $\phi$  du canal est par définition tel que  $\phi = n L_T / W_C$ . Pour le canal de largeur fixe ( $W_C = 37.5 L_T$ ) considéré, se donner une valeur de facteur de confinement ou un nombre de turbines est donc équivalent. De plus, la relation 5-1 montre que une fois le nombre de turbines (ou le facteur de confinement) fixé, on peut par exemple déduire  $L_B^*$  de  $L_S^*$ . On peut donc considérer finalement que le coefficient de puissance moyen du parc ne dépend que des deux paramètres indépendants : facteur de confinement  $\phi$  et espacement normalisé  $L_S^*$  entre les turbines de la rangée. Dans la présente section, on s'intéresse à l'influence de l'espacement en fixant la valeur du facteur de confinement tandis que dans la section suivante on s'intéresse à l'influence du facteur de confinement en fixant la valeur de l'espacement.

On fixe ici le nombre de turbines à  $n = 3$  ce qui correspond aussi à un facteur de confinement  $\phi = 0.08$ . On étudie ensuite l'impact de la variation de l'espacement entre ces 3 turbines sur le coefficient de puissance moyen du parc. On illustre sur la figure 5-2 les différentes configurations étudiées (13 au total) : la configuration (a) correspond à un espacement minimal tel que  $L_S^* = 0.5$  tandis que la configuration (m) correspond à un espacement maximal tel que  $L_S^* = 17$ . Toutes les configurations intermédiaires sont détaillées sur la figure 5-2.

Les choix de résolution numérique pour l'approche BEM-RANS sont analogues à ceux détaillés au chapitre précédent pour les différents cas de validation.

La condition aux limites en entrée de canal correspond à une vitesse uniforme prescrite,  $V_0 = 2.1$  m/s, tandis que la condition de sortie est de type pression fixée. Les frontières latérales du domaine de simulation sont définies avec une condition de glissement le long des rives du canal. La zone du domaine de calcul entourant les 3 hydroliennes (en symétrisant le maillage par rapport à l'axe  $X$ ) dans le cas (b) de la figure 5-2 est présentée sur la figure 5-3. Le maillage total contient environ 2.75 millions de cellules et ce nombre ne varie pas d'une configuration à l'autre puisque les zones de raffinement local autour des turbines vont simplement s'éloigner les unes des autres avec l'augmentation du paramètre  $L_S^*$ .



**Figure 5-2. Représentation schématique de la disposition des trois hydroliennes de la rangée lorsque l'impact de la distance latérale entre les hydroliennes sur la puissance produite par le parc est analysé**

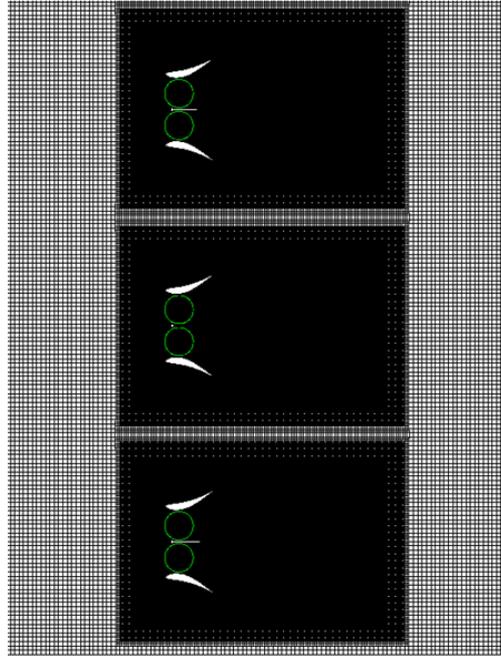


Figure 5-3. Résolution du maillage au voisinage des hydroliennes pour  $L_S^* = 1$

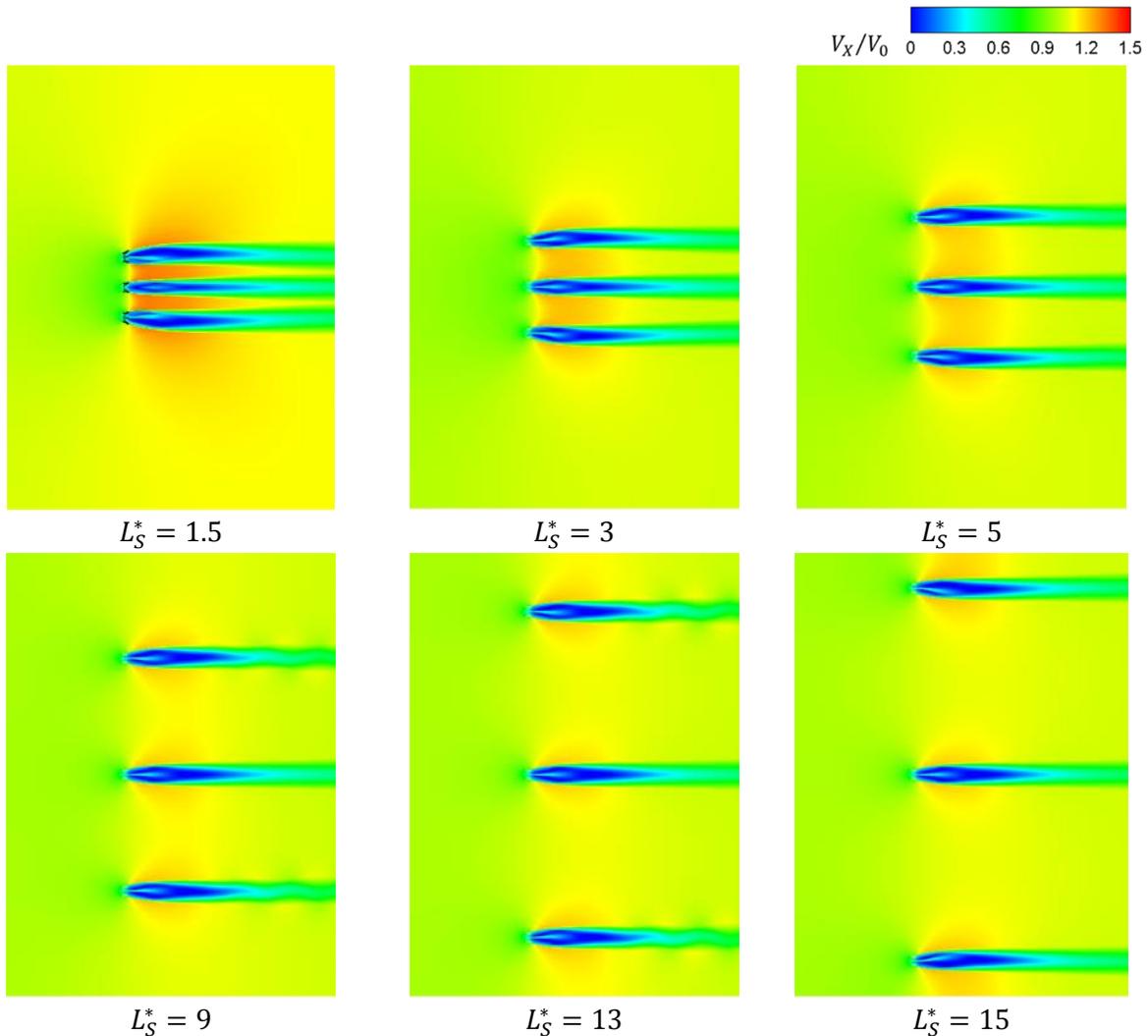
### 5.1.2 Résultat et discussion

Les onze configurations de facteur de confinement fixé et de valeur variable pour  $L_S^*$  sont calculées de façon efficace en faisant appel à une unique simulation BEM-RANS pour chacune d'entre elles. On présente dans le tableau 5-1 le jeu de paramètres d'avance des 3 rotors du domaine de calcul pour chacune des valeurs de  $L_S^*$ . On constate que le jeu optimal est spécifique à chaque valeur de l'espacement, ce qui est logique puisque l'écoulement vu par les turbines de la rangée dépend de leur proximité relative. Les variations des valeurs des paramètres d'avance sont de l'ordre de 5% (entre 1.85 et 1.95) pour le rotor 1 et de l'ordre de 3% pour les rotors de la turbine 3 (entre 1.85 et 1.91 pour le rotor bas et entre 1.87 et 1.92 pour le rotor haut).

$L_S^*$	Paramètre d'avance ( $\lambda$ )		
	$\lambda_1$ Rotor bas	$\lambda_3$ Rotor haut	$\lambda_3$ Rotor bas
0.5	1.92	1.88	1.85
1	1.94	1.91	1.87
1.5	1.95	1.92	1.88
2	1.94	1.92	1.89
3	1.92	1.91	1.88
4	1.91	1.90	1.88
5	1.90	1.89	1.87
6	1.89	1.88	1.87
7	1.89	1.87	1.87
9	1.87	1.87	1.86
11	1.87	1.87	1.86
13	1.86	1.87	1.86
15	1.86	1.88	1.88
17	1.85	1.88	1.91

Tableau 5-1. Jeux optimaux des paramètres d'avance pour l'ensemble des trois rotors en fonction de l'espacement entre turbines

La variation de l'écoulement vu par les turbines en fonction du paramètre d'espacement est également illustrée sur la figure 5-4 qui présente les isovaleurs de la vitesse axiale normalisée par la vitesse de l'écoulement à l'entrée du domaine  $V_0$ , calculées respectivement pour  $L_S^* = 1.5$ ,  $L_S^* = 3$ ,  $L_S^* = 5$ ,  $L_S^* = 9$ ,  $L_S^* = 13$  et  $L_S^* = 15$ . L'intérêt de l'approche BEM-RANS, qui évite la recherche paramétrique du jeu de paramètres d'avance optimaux pour les machines du parc est naturellement renforcé dans la présente étude qui balaie de multiples configurations de parc.

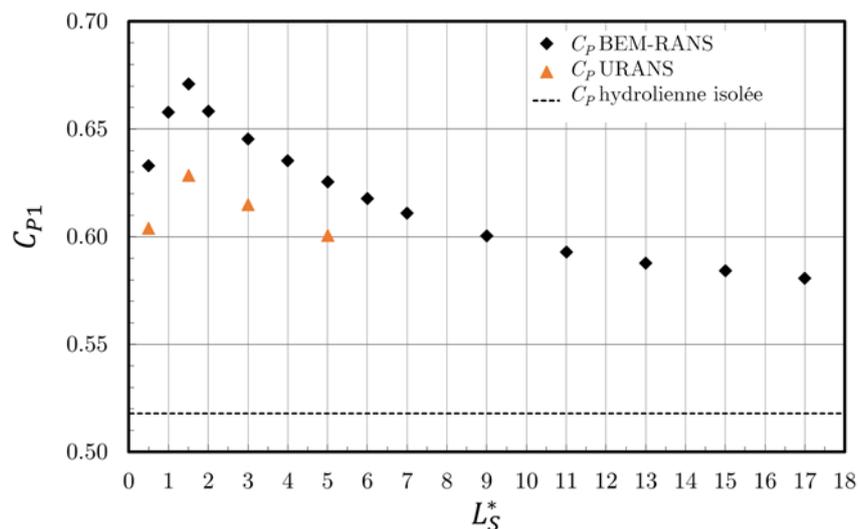


**Figure 5-4. Isovaleurs de la vitesse axiale de l'écoulement pour une rangée de trois hydroliennes avec augmentation de l'espacement entre les machines**

Avant d'évaluer la variation du coefficient de puissance moyen du parc en fonction du paramètre d'espacement latéral  $L_S^*$ , on analyse en premier lieu l'effet de l'espacement entre l'hydrolienne ① et les hydroliennes ② et ③ (symétriques par rapport à l'axe  $X$ ) sur les performances de l'hydrolienne centrale ①. On présente ainsi sur la figure 5-5 la variation du coefficient de puissance du seul rotor 1 en fonction de l'espacement latéral. A titre de comparaison, on indique aussi sur cette figure la valeur du coefficient de puissance calculé pour une seule turbine (rotor 1 et son symétrique par rapport à l'axe  $X$ ) placée dans le canal. On signale ici que la valeur obtenue, à savoir un coefficient de puissance pour la machine isolée de l'ordre de 0.52, est beaucoup plus faible que celle obtenue dans le cas de validation

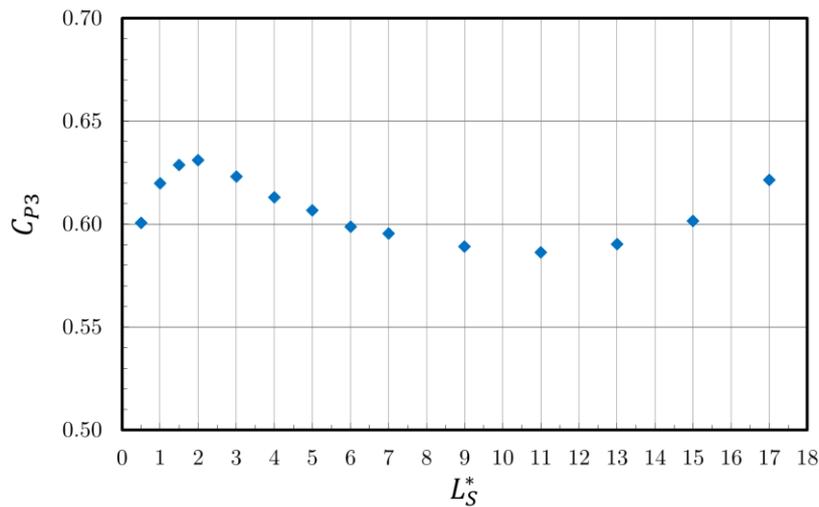
étudié dans la section 4.1 du chapitre précédent. On avait trouvé alors un coefficient de puissance égal à 1.065 soit un peu plus de deux fois la valeur fournie ici alors que la vitesse d'entrée est à peu près la même (2.1 m/s dans la présente analyse contre 2.25 m/s pour l'analyse du chapitre 4). Il y a deux raisons à cette différence considérable : le facteur de confinement et le positionnement de la frontière d'entrée du canal. Dans le cas du calcul de validation de la section 4.1, la frontière d'entrée était en effet placée artificiellement proche de la turbine ce qui favorisait l'extraction de puissance par la turbine. En outre, le canal était beaucoup moins large (le facteur de confinement valait alors 0.29) ce qui favorisait également, de façon considérable, la production de puissance par la turbine – pour comparaison, le facteur de confinement de la turbine isolée dans ce canal de largeur  $W_C = 37.5 L_T$  s'élève à seulement 0.0267 soit plus de 10 fois moins que le facteur de confinement du cas de validation.

On observe sur la figure 5-5 que la présence des turbines ② et ③ pour encadrer la turbine centrale ① est systématiquement favorable à la production de puissance par cette turbine centrale. On observe aussi qu'il existe une valeur optimale de l'écartement entre turbines,  $L_S^* = 1.5$  pour laquelle le coefficient de puissance de la machine ① est maximal. Si l'on part d'une situation d'espacement maximal entre les machines, on observe que la puissance produite par la machine centrale augmente progressivement au fur et à mesure que les machines ② et ③ se rapprochent de cette machine centrale. Cette puissance atteint son maximum (0.67 dans le cas présent) pour un espacement tel que  $L_S^* = 1.5$  avant de diminuer légèrement (jusqu'à 0.63) lorsque l'espacement adimensionné atteint la valeur 0.5. On a pris soin de vérifier par quelques calculs URANS avec étude paramétrique du paramètre d'avance que cette tendance était effectivement celle observée avec des simulations haute-fidélité. Les valeurs des coefficients de puissance prédites par le modèle BEM-RANS sont systématiquement surestimées mais la valeur optimale de l'espacement prédite par l'approche URANS reste bien celle prédite via la méthodologie BEM-RANS.



**Figure 5-5. Evolution du coefficient de puissance de l'hydrolienne placée au milieu de la rangée (machine ①) en fonction de l'espacement latéral prédit par le modèle BEM-RANS en noir et le modèle URANS en orange**

On trace également sur la figure 5-6 l'évolution du coefficient de puissance calculé par l'approche BEM-RANS pour la machine ③ (ce coefficient est, par symétrie, identique pour la machine ②).

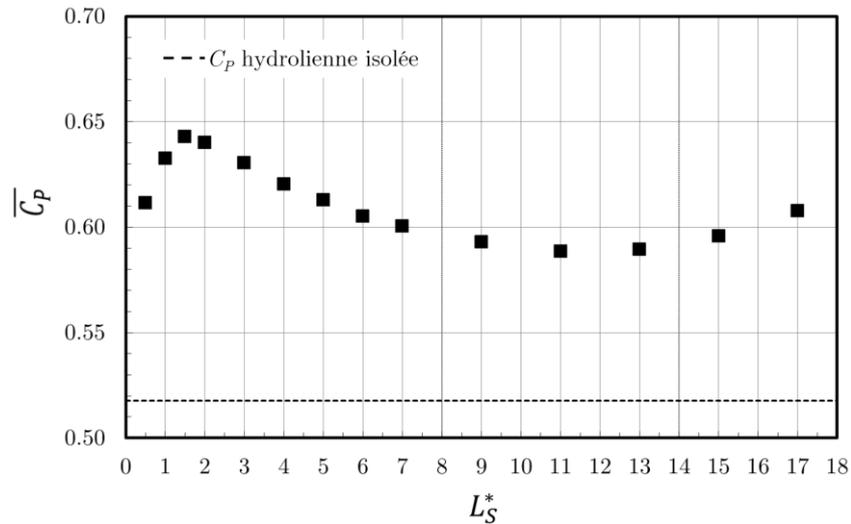


**Figure 5-6. Evolution en fonction de l'espacement latéral du coefficient de puissance prédit par le modèle BEM-RANS pour l'hydrolienne placée à l'extrémité inférieure de la rangée (machine ③)**

Un comportement analogue à celui du coefficient de puissance de la machine ① est observé pour la plage de valeurs  $L_S^* = \{0.5, 11\}$ . Pour la machine ③, le coefficient de puissance atteint son maximum ( $C_p = 0.63$ ) pour un espacement tel que  $L_S^* = 2$  et un minimum ( $C_p = 0.59$ ) pour  $L_S^* = 11$ . Pour la plage de variation  $L_S^* = \{11, 17\}$  le coefficient de puissance de la machine ③ (et, symétriquement, de la machine ②) en extrémité de rangée augmente en raison de la proximité des machines ② et ③ avec les rives du canal, ce qui crée un effet d'accélération de l'écoulement.

L'évolution du coefficient de puissance moyen du parc, obtenue à partir des 2 évolutions précédentes, est synthétisée sur la figure 5-7 où la quantité  $\overline{C_p}$  est tracée en fonction de l'espacement  $L_S^*$ . La somme des contributions des 3 turbines de la rangée conduit, compte tenu du léger décalage entre la turbine centrale et les turbines qui l'encadrent pour ce qui concerne la valeur de l'espacement latéral donnant lieu à un maximum de puissance produite, à un quasi-plateau de maximum de puissance pour  $L_S^*$  compris entre 1.5 et 2. Ensuite, la valeur du  $\overline{C_p}$  diminue lorsque  $L_S^*$  augmente jusqu'à atteindre un plateau pour les valeurs d'espacement comprises entre  $L_S^* = 8$  et  $L_S^* = 13$ . Finalement, le coefficient de puissance augmente à nouveau en raison de l'accélération de l'écoulement dont bénéficient les hydroliennes extérieures (hydroliennes ② et ③) lorsqu'elles se rapprochent des rives du canal (voir figure 5-6).

Pour la configuration  $L_S^* = 1.5$  qui correspond à un maximum de puissance, on peut cependant noter que les sillages des hydroliennes ①, ② et ③ tendent à fusionner assez rapidement à l'aval de la rangée (figure 5-4 pour un espacement  $L_S^* = 1.5$ ). Le large sillage ainsi formé est susceptible d'avoir un impact négatif sur des hydroliennes qui seraient placées à l'aval dans le cadre d'un parc multi-rangées.



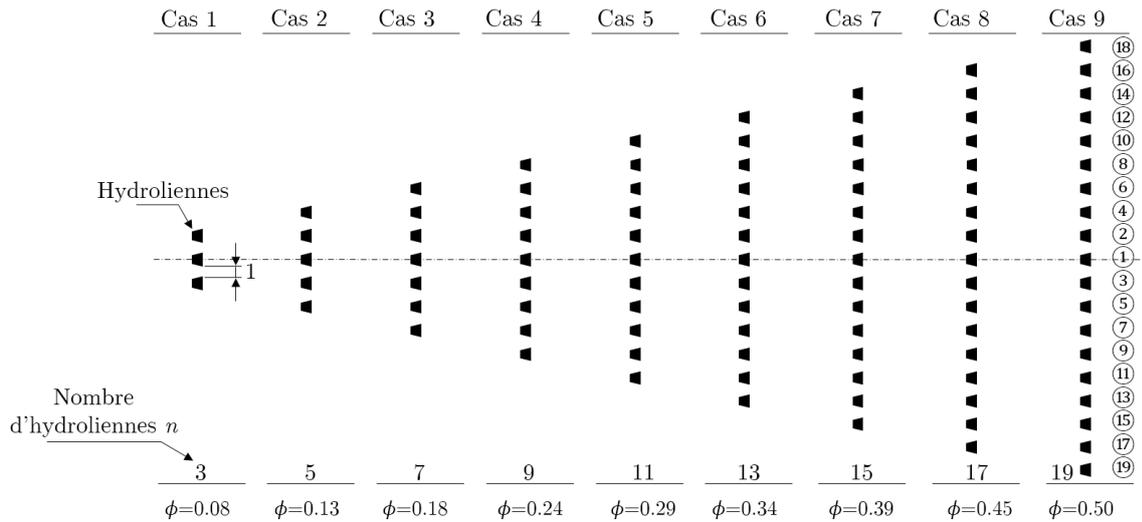
**Figure 5-7. Variation du coefficient de puissance moyen prédit par le modèle BEM-RANS pour une rangée d'hydroliennes avec  $n = 3$  ( $\phi = 0.08$ ) en fonction de l'espacement latéral  $L_S^*$**

## 5.2 Rangée d'hydroliennes en canal : effet du facteur de confinement

### 5.2.1 Domaine de calcul et conditions limites

Dans la continuité de l'étude précédente, on poursuit l'analyse du comportement d'un parc monorangée dans le même domaine de simulation, *c.-à-d.* un canal de largeur  $37.5 L_T$  tel que l'entrée et la sortie du canal sont situés à une distance de la rangée de turbines égale à  $37.5 L_T$ . On fixe cette fois l'espacement entre les machines :  $L_S^* = 1$ . On fait varier le nombre de machines ce qui, de façon équivalente, fait varier le facteur de confinement associé à la configuration étudiée. La configuration de base reste la rangée de 3 turbines, symétrique par rapport à l'axe  $X$ . Cette configuration est ensuite modifiée en ajoutant successivement une machine supplémentaire à chaque extrémité de la rangée, en respectant donc la symétrie du problème, jusqu'à placer 19 turbines dans la largeur du canal pour un facteur de confinement égal à 0.5 environ. Au total, neuf configurations différentes sont donc étudiées de  $n = 3$  ( $\phi = 0.08$ ) à  $n = 19$  ( $\phi = 0.50$ ) ; ces configurations sont toutes décrites sur la figure 5-8. On souligne bien que l'analyse est monorangée et que pour chaque cas la rangée de  $n$  turbines est placée au centre du canal avec une distance égale à  $37.5 L_T$  de part et d'autre de la rangée.

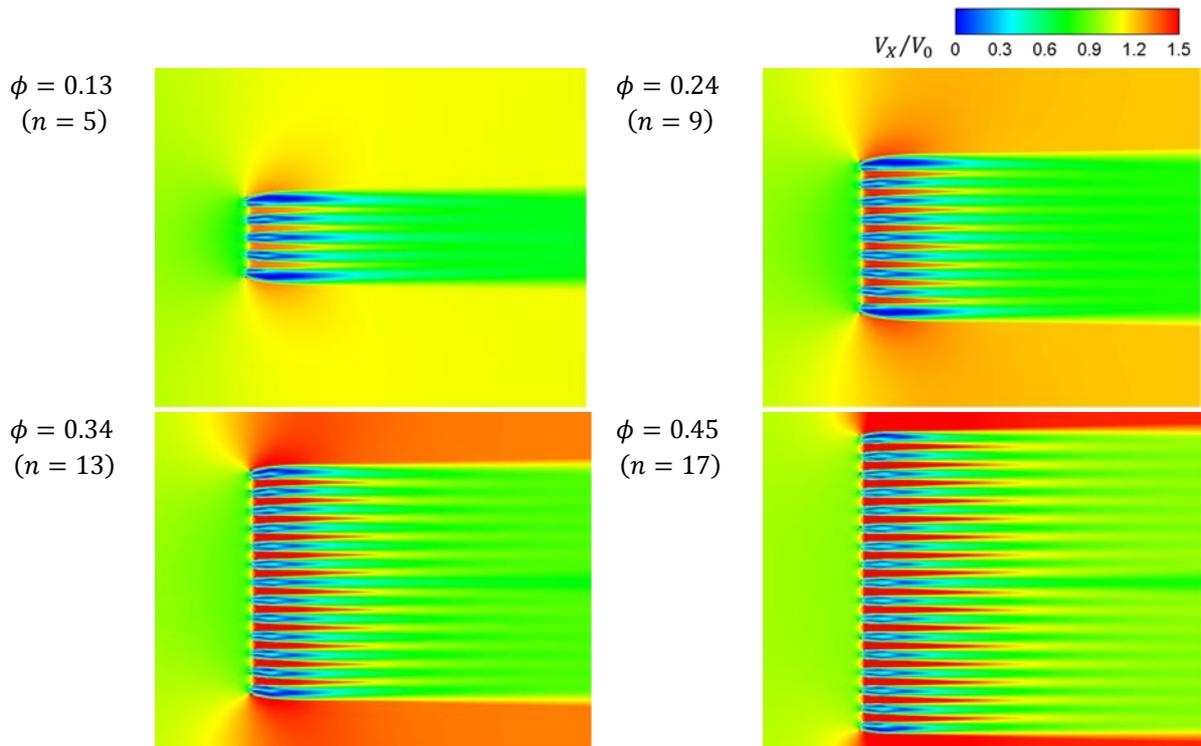
Les conditions aux limites en entrée / sortie et au niveau des parois latérales (rives du canal) sont inchangées par rapport au cas étudié dans la section précédente.



**Figure 5-8. Représentation schématique des différentes configurations d'hydroliennes utilisées pour analyser l'effet du facteur de confinement sur la puissance produite par le parc**

## 5.2.2 Résultats et discussion

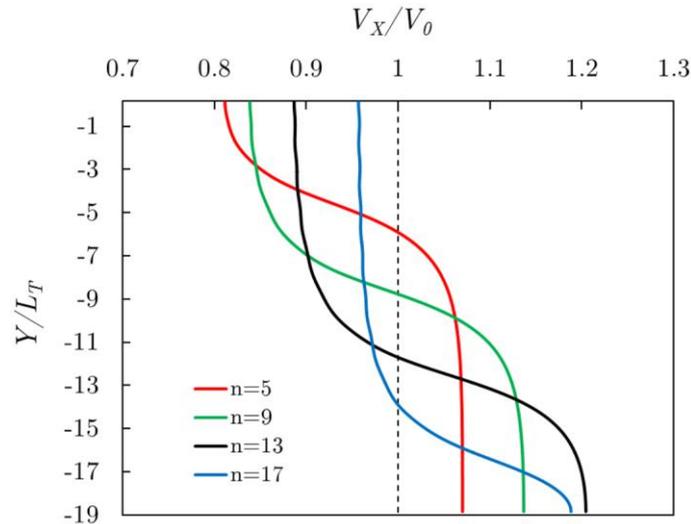
Les isovaleurs de vitesse axiale prédites par le modèle BEM-RANS pour les facteurs de confinement  $\phi = 0.13$ ,  $\phi = 0.24$ ,  $\phi = 0.34$  et  $\phi = 0.45$  (toujours avec  $L_S^* = 1$ ) sont présentés sur la figure 5-9.



**Figure 5-9. Visualisation des isovaleurs de la vitesse axiale normalisée par la vitesse (uniforme) de l'écoulement en entrée pour une rangée d'hydroliennes correspondant à différents facteurs de confinement**

Des profils de vitesse axiale normalisée ( $V_X/V_0$ ) sont extraits des champs de la figure 5-9 le long de la ligne  $X = cste$  située à une distance de  $2L_T$  à l'amont de la rangée d'hydroliennes.

On notera que seule la partie inférieure ( $Y < 0$ ) des profils est tracée sur la figure 5-10. On observe ainsi, pour  $n = 5$ , soit une rangée s'étendant de  $Y = -4.5 L_T$  à  $Y = +4.5 L_T$ , qu'une zone de sous-vitesse (rapport  $V_x/V_0$  inférieur à 1) s'établit à l'amont de la rangée de turbine. Lorsque l'on augmente la largeur de la rangée, donc le facteur de confinement associé au parc, ce déficit de vitesse axiale tend à diminuer. Cette évolution du champ de vitesse vu par les hydroliennes de la rangée est également visible sur les isovaleurs de la figure 5-9.



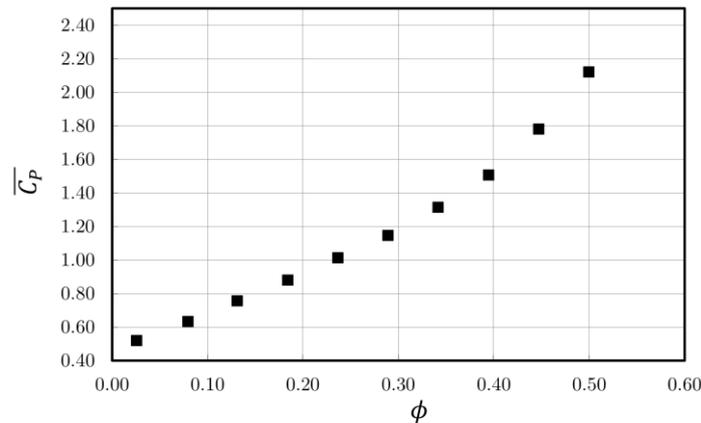
**Figure 5-10. Profil de vitesse perpendiculaire à la direction principale de l'écoulement à l'amont de la rangée ( $X/L_T = -2$ )**

Cette distribution spatiale de la vitesse axiale en amont de la rangée de turbines se traduit de façon directe sur la valeur du coefficient de puissance moyen du parc  $\overline{C_p}$  : ce coefficient moyen augmente en effet de façon continue avec le facteur de confinement et il est possible de quantifier précisément grâce aux simulations BEM-RANS le gain de puissance apporté par l'ajout de turbines à la rangée.

On souligne à nouveau que ce type de simulations est inenvisageable en pratique en faisant appel à l'approche haute-fidélité URANS. La simple recherche *a priori* de la combinaison optimale des paramètres d'avance pour 19 machines représente à elle-seule une tâche formidable. En réalité, disposant désormais de l'estimation de ce jeu optimal telle que fournie par l'approche BEM-RANS il est possible d'effectuer directement une unique simulation URANS utilisant ce jeu de valeurs – simulation haute-fidélité qui reste d'un coût bien supérieur au calcul stationnaire BEM-RANS. On pourrait ainsi procéder à un calcul *a posteriori* de vérification de la configuration optimale d'un parc déterminée sur la base d'un ensemble de simulations BEM-RANS.

Une autre remarque importante à formuler au sujet des résultats présentés sur la figure 5-11 tient à leur validité physique toute relative compte tenu des choix simples (voire simplistes) de conditions aux limites qui ont été retenus. En effet, pour de fortes valeurs du facteur de confinement, la résistance appliquée par la rangée d'hydroliennes à l'écoulement incident conduit en pratique à une élévation du niveau amont de la rivière et à une réduction de la vitesse de l'écoulement à travers la rangée de machines qui limite la puissance globale produite par le parc. Même si notre simulation 2D ne prend évidemment pas directement en compte l'élévation de la surface libre, elle gagnerait en réalisme en introduisant dans la définition des conditions aux limites cette rétroaction du parc sur

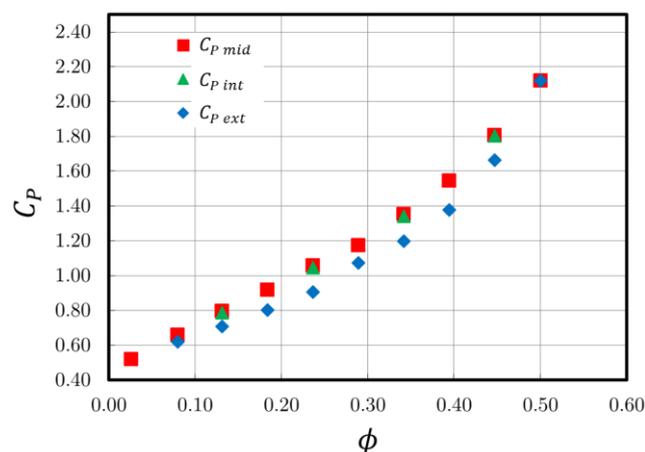
l'écoulement incident (via un couplage par exemple avec un modèle de type Barré-Saint Venant).



**Figure 5-11. Evolution du coefficient de puissance moyen du parc monorangée (avec espacement latéral fixé  $L_s^* = 1$ ) en fonction du facteur de confinement  $\phi$**

Il est intéressant de détailler, au-delà du coefficient de puissance moyen, l'évolution du coefficient de puissance en fonction du facteur de confinement pour quelques machines particulières de la rangée. On présente ainsi sur la figure 5-12 l'évolution du coefficient de puissance de l'hydrolienne située en milieu de rangée, de l'hydrolienne située en extrémité de rangée et de l'hydrolienne située à égale distance des deux machines précédentes. Cette hydrolienne intermédiaire est définie pour  $n = 5, 9, 13, 17$ .

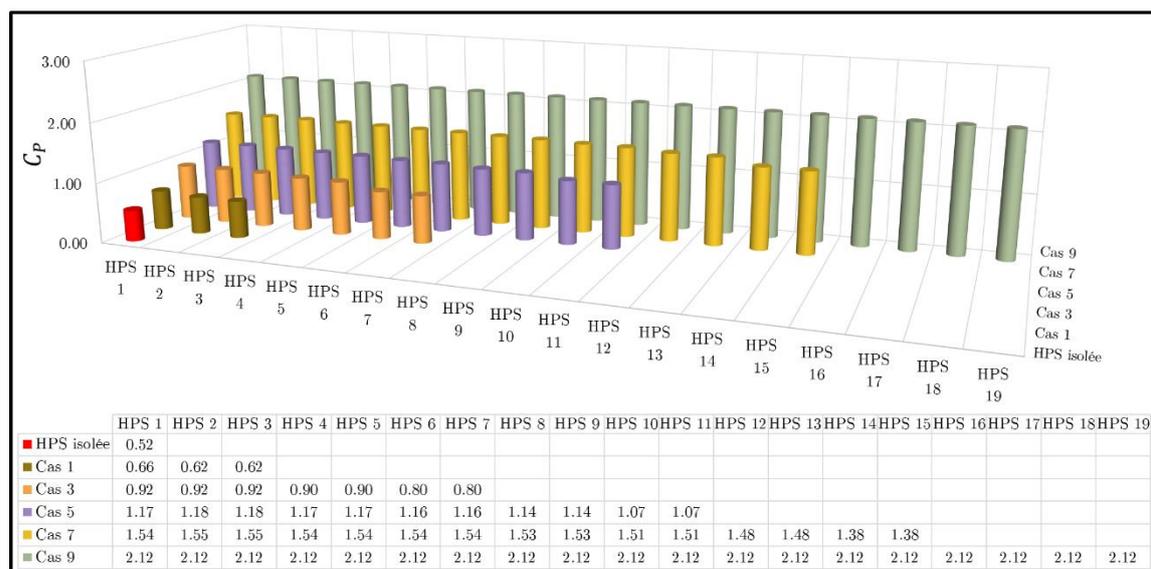
On observe la croissance régulière du coefficient de puissance de chacune de ces machines avec l'augmentation du facteur de confinement. On peut noter que le taux de croissance pour la machine extérieure est plus élevé pour les plus fortes valeurs du facteur de confinement, ce qui est logique puisque cette situation correspond à l'effet le plus marqué du confinement par les frontières latérales ou rives du canal. On observe également que l'effet (bénéfique) de la proximité des machines est moins marqué, ce qui est là-aussi attendu, pour la machine extérieure qui présente en général un coefficient de puissance inférieur à celui des deux autres machines. Enfin, on note que le coefficient de puissance de la machine intermédiaire devient rapidement très proche de celui de la machine centrale.



**Figure 5-12. Evolution du coefficient de puissance de l'hydrolienne en milieu de rangée (mid), en extrémité de rangée (ext) et intermédiaire entre les deux précédentes (int) en fonction du facteur de confinement du canal**

On présente finalement sur la figure 5-13 une vue d'ensemble de l'évolution des coefficients de puissance pour chaque machine de chaque parc monorangée étudié. La numérotation des machines est celle indiquée sur la figure 5-8 : la machine n°1 est systématiquement l'hydrolienne située en milieu de rangée tandis que les machines de numérotation paire croissante s'éloignent du centre de la rangée vers l'une des rives du canal et les machines de numérotation impaire croissante s'éloignent du centre de la rangée vers la rive opposée à la précédente. Les deux dernières barres sur la droite de chaque ligne correspondent donc aux performances des hydroliennes situées aux extrémités de la rangée. On complète ainsi les conclusions qui ont pu être précédemment tirées de la figure 5-12 : pour les configurations 3, 5 et 7 on observe un coefficient de puissance qui diminue régulièrement au fur et à mesure que l'on s'éloigne du cœur de la rangée, avec une diminution plus forte pour les machines en extrémité de rangée puisque celles-ci n'ont qu'une machine voisine – tout en bénéficiant de l'effet de confinement sur le côté opposé, même si celui-ci reste modéré tant que le facteur de confinement n'atteint pas ses valeurs les plus élevées.

Ainsi, la diminution relative du coefficient de puissance des machines en extrémité de rangée par rapport à la machine au cœur de la rangée croît de 6% pour la rangée de 3 machines (coefficient de puissance de 0.62 en extrémité contre 0.66 au centre) à 13% pour la rangée de 7 machines (coefficient de puissance de 0.80 en extrémité contre 0.92 au centre) avant de retomber à 9% pour la rangée de 11 machines (coefficient de puissance de 1.07 en extrémité contre 1.17 au centre) puis d'augmenter légèrement à 11% pour la rangée de 15 machines (coefficient de puissance de 1.38 en extrémité contre 1.54 au centre) avant de redescendre à 0% pour la rangée de 19 machines (même valeur du coefficient de puissance pour toutes les machines). Dans ce dernier cas, il apparaît en fait que la rive du canal produit un effet de confinement de l'écoulement tout à fait analogue à celui produit par une hydrolienne sur les machines voisines de sorte que la diminution du coefficient de puissance en extrémité de rangée est cette fois entièrement compensée par l'effet de la proximité de la rive du canal.



**Figure 5-13. Evolution du coefficient de puissance des hydroliennes HARVEST (HPS pour HARVEST Power System en anglais) dans les différentes configurations associées à l'évolution du facteur de confinement du canal (voir aussi la figure 5-8)**

## 5.3 Interaction entre hydroliennes en milieu infini

Le dernier cas traité dans ce chapitre d'exploitation du modèle BEM-RANS porte sur l'étude d'un parc « marin » de 2 ou 3 machines. Ce parc est marin au sens où le positionnement des turbines n'est plus supposé limité par la présence des rives d'un canal comme dans les cas fluviaux étudiés jusqu'à présent. En pratique le milieu infini est représenté par un carré de côté  $60 L_T$  centré sur l'origine (0,0) et au cœur duquel on positionne successivement 2 puis 3 machines en faisant varier la position relative de ces machines (cf. figure 5-14). Le raffinement de la zone centrale au voisinage des machines est tel que les caractéristiques du maillage sont analogues à celles des maillages précédemment utilisés pour les simulations d'hydroliennes en canal.

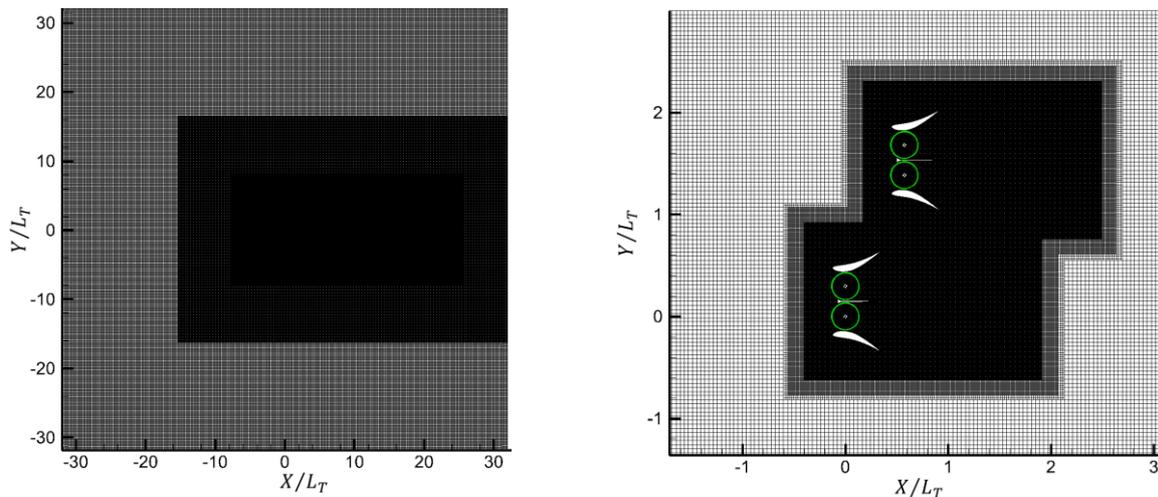


Figure 5-14. A gauche : vue d'ensemble du maillage du parc « marin » (milieu infini). A droite : vue détaillée de la zone centrale du maillage où sont localisées les hydroliennes étudiées

### 5.3.1 Interaction entre deux hydroliennes

#### 5.3.1.1 Description de la configuration étudiée

Dans le cas le plus général, l'interaction entre deux hydroliennes en milieu infini doit prendre en compte à la fois la distance entre les deux machines et leur position angulaire relative. Par exemple, si on imagine que l'hydrolienne M1 est systématiquement positionnée à l'origine du repère d'étude, *c.-à-d.* telle que son centroïde coïncide avec le point (0,0), alors l'étude de l'interaction avec une deuxième machine M2 consiste à positionner cette machine à une distance  $D_H$  de la machine M1 (la distance est mesurée d'un centroïde à l'autre) et à une position angulaire  $\theta$  ( $\theta = 0^\circ$  correspond à un centroïde de la machine M2 sur l'axe  $X$  avec  $X > 0$ ,  $\theta = 90^\circ$  correspond à un centroïde de la machine M2 sur l'axe  $Y$  avec  $Y > 0$ , etc.) On calcule ensuite efficacement, grâce à l'approche BEM-RANS, les caractéristiques des machines M1 et M2 pour de multiples valeurs de la distance  $D_H$  et de l'angle  $\theta$ . On notera que c'est tout particulièrement en prévision de l'analyse de cette configuration que nous avons validé le modèle BEM-RANS dans la section 4.1.3 pour une configuration d'hydrolienne inclinée par rapport à l'écoulement amont.

Dans le cadre de l'étude présentée ici, on se limite à faire varier la position angulaire de l'hydrolienne M2 tout en gardant fixée la distance  $D_H$  avec la machine M1. Cette distance a été fixée à  $D_H = 3L_T$  soit une valeur suffisamment élevée pour éviter des problématiques de maillage du tandem d'hydroliennes lorsque celles-ci sont à très faible distance l'une de l'autre et suffisamment faible pour que des effets d'interférence entre machines existent, au-delà d'un « simple » effet de sillage. Le but premier poursuivi étant de mettre en évidence, ou non, l'existence d'un positionnement optimal d'une hydrolienne par rapport à l'autre, l'étude pourra être prolongée par la suite en faisant également varier la distance  $D_H$ . On suppose l'écoulement amont uniforme aligné avec l'axe  $X$ , de vitesse  $V_0$  égale à 2.1 m/s.

On présente sur la figure 5-15 l'ensemble des configurations étudiées : l'hydrolienne M1 étant fixe, centrée sur l'origine (0,0) (elle-même centre du domaine fluide), l'hydrolienne M2 se déplace sur un cercle de rayon  $3L_T$  centré lui-aussi sur l'origine. Le déplacement de M2 est réalisé par pas de  $22.5^\circ$  soit 16 positions au total. En pratique, compte du caractère infini du milieu, les 5 positions comprises entre  $\theta = 0^\circ$  et  $\theta = 90^\circ$  suffisent à décrire le comportement du tandem d'hydroliennes. En effet, lorsque par exemple M2 occupe la position  $\theta = 45^\circ$ , la position relative de M1 et M2 est identique à celle observée lorsque M2 occupe la position  $\theta = 225^\circ = 45^\circ + 180^\circ$  en permutant simplement les 2 machines. En outre, on peut également en déduire par symétrie les caractéristiques des 2 machines pour la position angulaire  $\theta = 135^\circ$ . On s'est donc contenté de réaliser 5 simulations seulement correspondant à  $\theta$  compris entre  $0^\circ$  et  $90^\circ$ . Les résultats associés à toutes les autres positions angulaires de M2 par rapport à M1 sur la figure 5-15 ont donc simplement été déduits par symétrie et permutation des machines de ces 5 configurations de base

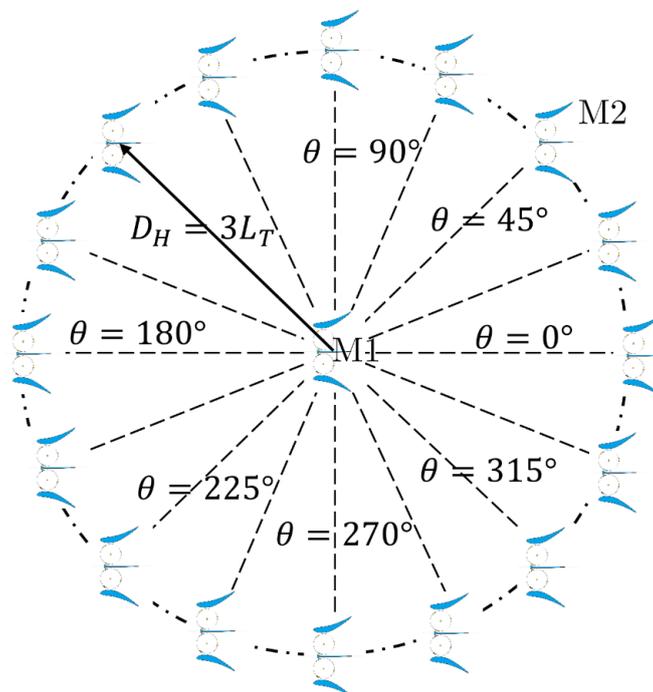
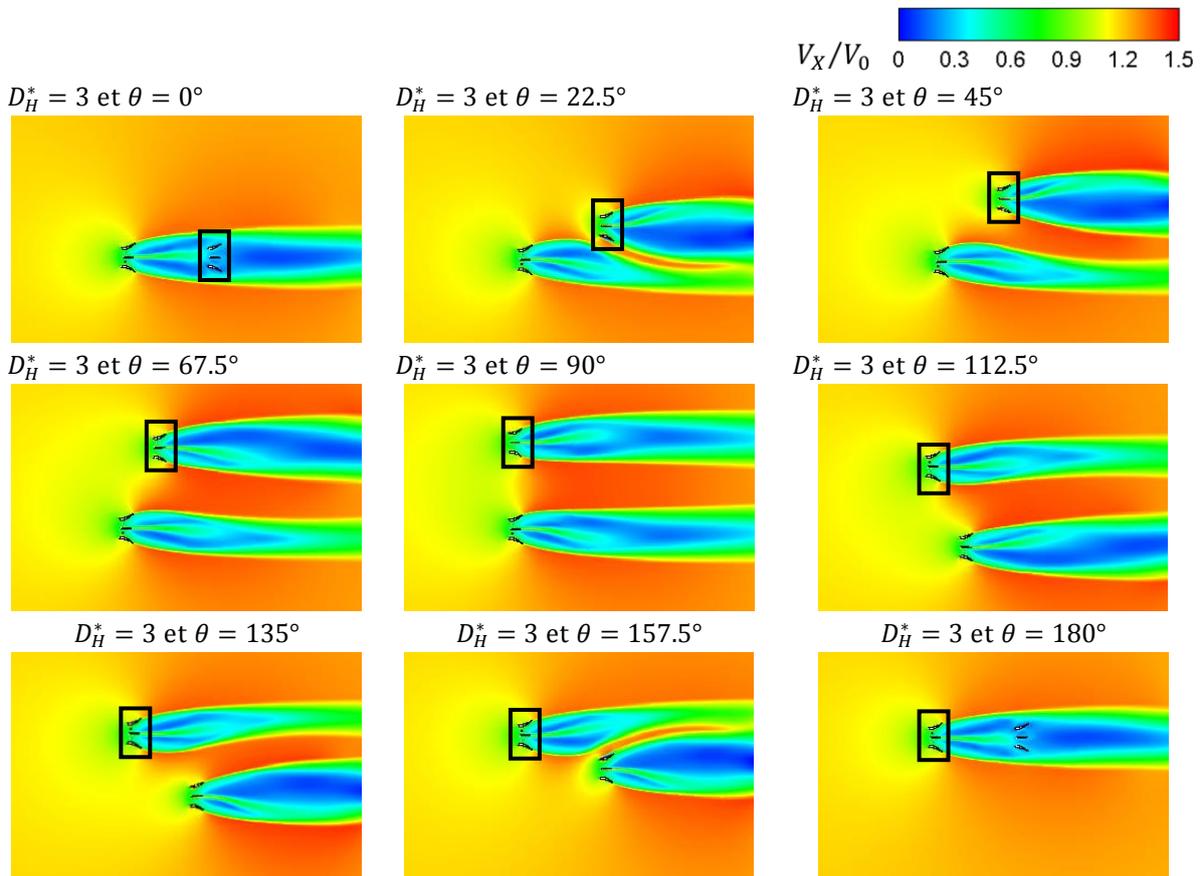


Figure 5-15. Vue d'ensemble des configurations étudiées (positionnement des hydroliennes M1 et M2)

### 5.3.1.2 Analyse des résultats

Les champs de vitesse prédits par le modèle BEM-RANS pour les différentes configurations calculées sont affichés sur la figure 5-16. Comme expliqué précédemment les configurations correspondant à  $(\pi - \theta)$  peuvent être déduites des configurations correspondant à  $\theta$  en permutant le rôle de M1 et M2. Par exemple, dans le cas où  $\theta = 0^\circ$ , M2 est située dans le sillage de M1 tandis que pour  $\theta = 180^\circ$  c'est la machine M1 qui est située dans le sillage de M2. La position absolue des 2 machines est différente (de  $D_H = 3 L_T$ ) dans les 2 cas mais comme cette différence prend place dans un domaine « infini », ou en tout cas dont la dimension caractéristique ( $60 L_T$ ) est grande devant cette différence de position, les caractéristiques du couple de machine devraient être les mêmes (à  $\varepsilon$  près) à une permutation près entre machines (M1 jouant le rôle de M2 et réciproquement). Le fait de calculer l'ensemble des 9 configurations de la figure 5-16, et non pas seulement les 5 premières, permet de vérifier que l'hypothèse de milieu infini est bien vérifiée dans le domaine de simulation retenu pour la présente analyse.



**Figure 5-16. Champs de vitesse dans la direction principale de l'écoulement calculés pour différentes positions relatives des deux hydroliennes. L'hydrolienne M2 est systématiquement entourée par un rectangle**

Pour chacune des simulations présentées sur la figure 5-16, le coefficient de puissance de M1 et de M2 est calculé ainsi que le coefficient de puissance moyen du tandem d'hydroliennes. Ces résultats sont présentés sur la figure 5-17 : la partie haute de la figure présente ces courbes de coefficient de puissance à pleine échelle tandis que la partie basse propose une vue détaillée de la zone de maximum de puissance produite. On constate tout

d'abord que, comme attendu, les courbes de coefficient de puissance de M1 et M2 sont symétriques par rapport à la position angulaire  $\theta = 90^\circ$ : le domaine de calcul a donc été choisi suffisamment étendu pour assurer le caractère libre de l'écoulement autour des hydroliennes. Le minimum de puissance d'une machine (M1 ou M2) est réalisé lorsque celle-ci se trouve dans le sillage de l'autre machine (M2 ou M1). On observe également que dans cette configuration de 2 machines alignées l'une derrière l'autre le coefficient de puissance de la machine amont est identique à celui calculé pour une hydrolienne isolée en milieu infini  $C_p = 0.51$ , ce qui semble logique. Compte tenu de la performance extrêmement médiocre de la machine aval, le coefficient de puissance moyen du « parc » ou du tandem est médiocre (0.26). Le fait de dégager l'hydrolienne aval du sillage de l'hydrolienne amont ( $\theta = 22.5^\circ$  ou  $\theta = 157.5^\circ$ , voir également figure 5-16) améliore de façon très significative la performance de l'hydrolienne aval dont le coefficient de puissance 0.55 excède même celui de l'hydrolienne amont 0.51 (qui n'est donc quasiment pas modifié par rapport à la position d'alignement précédente). Le coefficient de puissance moyen du parc 0.53 est désormais un peu supérieur à celui de l'hydrolienne isolée. Si on passe directement à la configuration d'hydroliennes côte-à-côte et séparée de  $3 L_T$  (soit une position angulaire ( $\theta = 90^\circ$ ), on observe logiquement une valeur identique du coefficient de puissance pour M1 et pour M2, soit 0.569. Cette valeur supérieure de 12% à la valeur atteinte par une hydrolienne isolée indique bien l'effet mutuellement bénéfique d'une proximité latérale de 2 hydroliennes. Un effet analogue avait été précédemment noté dans la section 5.1 lors de l'étude de l'influence de l'espacement latéral pour une rangée de 3 machines – la comparaison des 2 configurations reste qualitative puisque l'étude menée en 5.1 se situe en milieu confiné (canal). Si on analyse maintenant l'évolution des coefficients de puissance pour  $\theta$  compris entre  $45^\circ$  et  $90^\circ$ , on observe un maximum de puissance produite pour la machine aval (M2) lorsque ( $\theta = 45^\circ$ ) puis une décroissance du coefficient de puissance pour cette machine. Dans le même temps, le coefficient de puissance de la machine amont (M1) croît jusqu'à atteindre pour  $\theta = 67.5^\circ$  une valeur maximale 0.57 légèrement supérieure à celle correspondant à l'alignement des deux machines ( $\theta = 90^\circ$ ). Cette évolution du coefficient de puissance pour les deux hydroliennes M1 et M2 se traduit finalement par un coefficient moyen du tandem d'hydroliennes qui atteint une valeur maximale  $\overline{C_p} = 0.58$ , soit 14% d'augmentation par rapport au cas de l'hydrolienne isolée, pour la position angulaire ( $\theta = 67.5^\circ$ ).

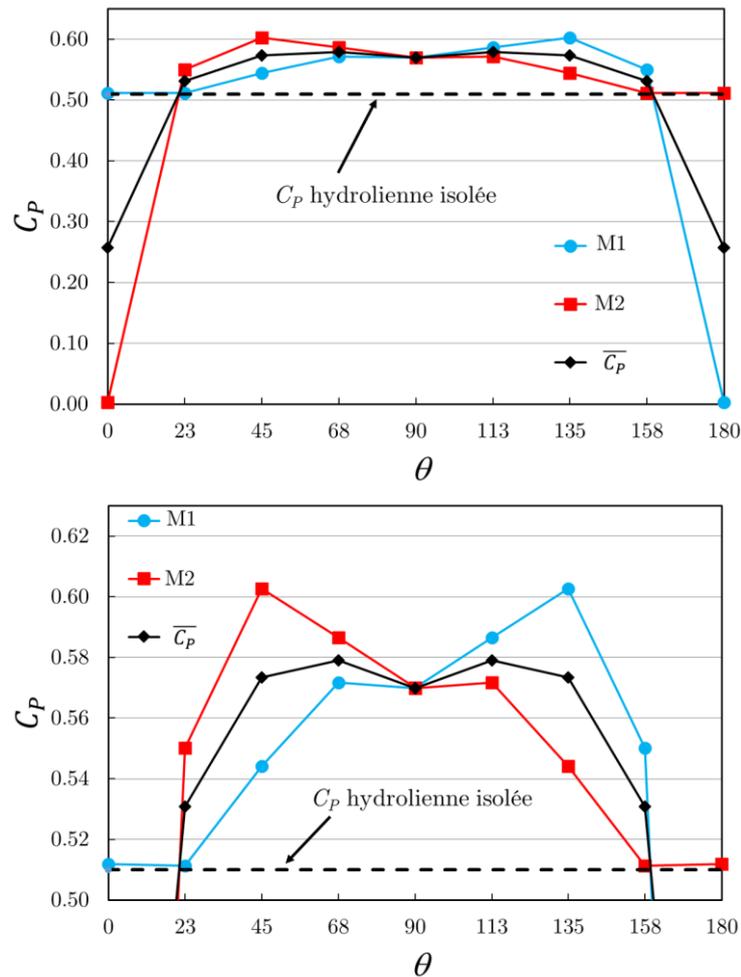


Figure 5-17. Coefficient de puissance individuel des hydroliennes M1, M2 et coefficient de puissance moyen en fonction de la position angulaire de M2 par rapport à M1

## 5.3.2 Interaction entre trois hydroliennes

### 5.3.2.1 Description des configurations étudiées

On s'intéresse ensuite à la maximisation de la puissance produite pour un parc de trois hydroliennes en milieu infini. L'étude proposée est moins systématique que celle réalisée précédemment pour deux hydroliennes dans la mesure où on va se limiter ici à comparer 3 configurations exploitant les observations réalisées sur l'étude de 2 hydroliennes. On crée ainsi les 3 configurations de parc (a), (b), (c) présentées sur la figure 5-18. L'hydrolienne M1 reste positionnée au centre du domaine de calcul (de dimensions globales identiques à celles du cas précédent) tandis que les hydroliennes M2 et M3 sont positionnées en-dessous et au-dessus de M1 pour des angles correspondant aux valeurs optimales précédemment identifiées soit  $67.5^\circ$  ou  $112.5^\circ$ . La vitesse uniforme en entrée de domaine de vitesse  $V_0$  reste égale à 2.1 m/s. Pour chaque configuration, l'approche BEM-RANS est mise en œuvre pour estimer le coefficient de puissance de chacune des 3 machines et en déduire le coefficient de puissance moyen du parc. Une hiérarchisation pourra ainsi être établie entre les trois configurations analysées.

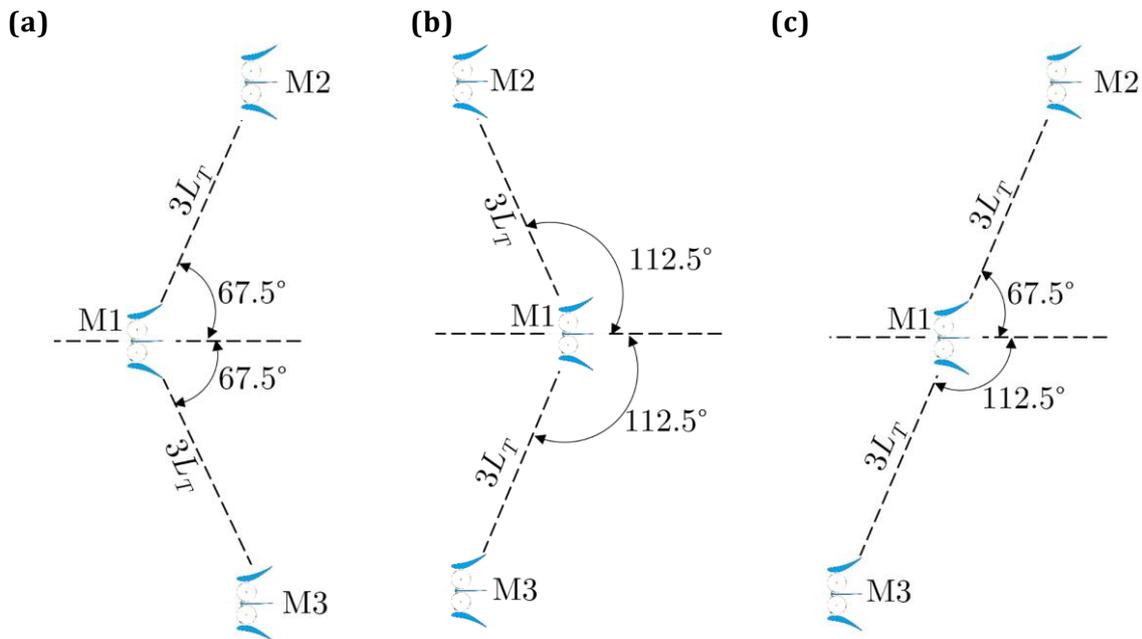


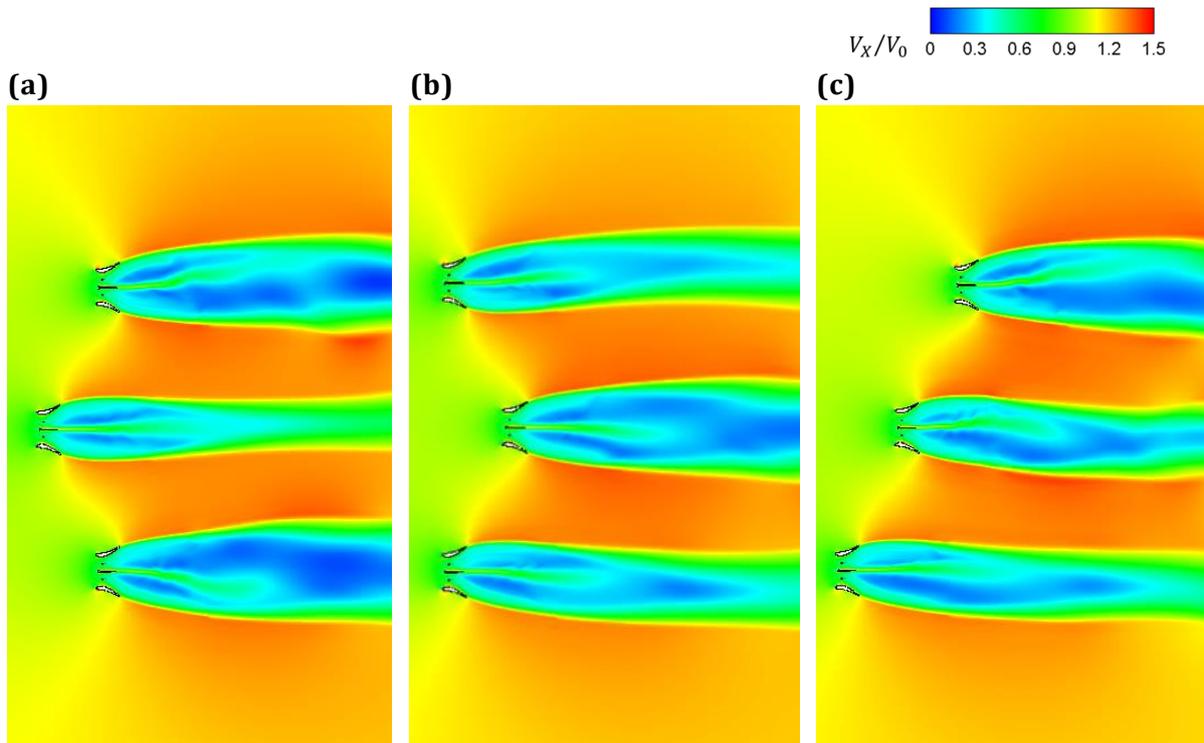
Figure 5-18. Configurations étudiées pour un parc de trois hydroliennes en milieu infini

### 5.3.2.2 Analyse des résultats

La figure 5-19 présente les champs de vitesse calculés pour les trois configurations. On observe en particulier pour les configurations (a) et (b) que ces champs ne sont pas rigoureusement symétriques au niveau des zones de sillage. Ceci s'explique par le choix du critère de convergence retenu pour les simulations BEM-RANS : les calculs sont en effet considérés comme convergés lorsque le coefficient de puissance de chaque machine atteint une valeur stationnaire. Cette convergence des quantités d'intérêt peut être atteinte sans que les zones de sillage n'aient encore atteint un état stationnaire.

D'un point de vue plus quantitatif, on présente sur la figure 5-20 les coefficients de puissance associés aux machines M1, M2, M3 pour les 3 configurations (a), (b), (c) ainsi que les coefficients de puissance moyens.

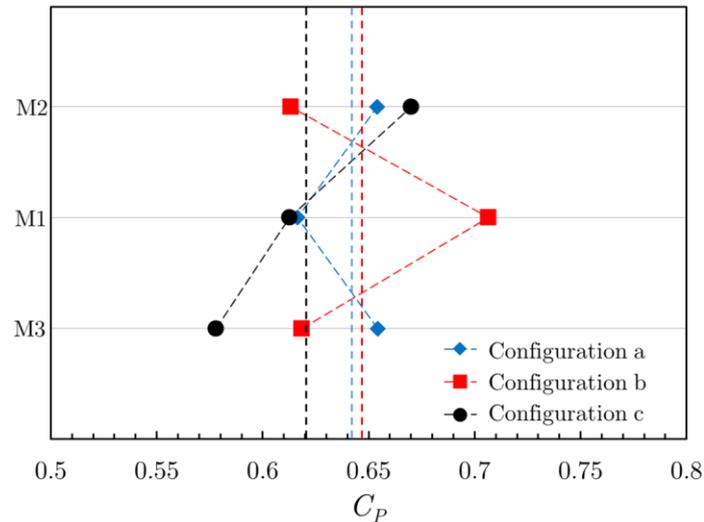
On observe en premier lieu, pour la configuration (a) la répartition symétrique attendue avec des valeurs du coefficient de puissance ( $C_p = 0.65$ ) pour les machines aval, M2 et M3, qui sont supérieures à la valeur du coefficient de puissance ( $C_p = 0.61$ ) pour la machine amont M1. Ce résultat est conforme à ce qui est attendu pour cette configuration puisqu'il a été vu précédemment, en ne considérant que M1 et M2 (ou de façon équivalente M1 et M3), que les coefficients de puissance respectifs pour la machine amont et la machine aval s'établissaient respectivement à 0.57 et 0.59. On peut noter que le fait d'ajouter une machine supplémentaire à l'aval, toujours à  $67.5^\circ$  de l'axe de la machine amont, préserve cette hiérarchie entre machine amont et machine(s) aval, en accentuant même la puissance produite grâce aux effets de confinement bénéfiques (dans ce cas) entre machines voisines. Le coefficient de puissance moyen pour cette configuration (a) s'établit à  $\overline{C_p} = 0.64$ .



**Figure 5-19. Champs de vitesse calculés par le modèle BEM-RANS pour les 3 configurations de parc de 3 machines**

Dans le cas de la configuration (b), on observe toujours comme attendu un coefficient de puissance moindre pour les machines amont M2 et M3 (0.62) par rapport au coefficient de puissance de la machine aval M1 (0.71). Le coefficient de puissance des machines M2 et M3 reste, logiquement, quasiment identique au coefficient de puissance de la machine M1 dans la configuration (a) précédente. On pourrait donc s'attendre, avec 2 machines de coefficient de puissance égal à 0.62 dans la configuration (b) au lieu d'une seule machine dans la configuration (a), à ce que la configuration (b) soit globalement moins intéressante que la configuration (a) en termes de puissance produite. Mais, le positionnement aval de l'hydrolienne centrale M1 permet à cette machine de bénéficier d'un fort effet d'accélération de l'écoulement entre les deux machines en amont conduisant *in fine* à un coefficient de puissance pour la machine M1 qui s'établit à 0.71, soit une augmentation de 16% par rapport au coefficient de puissance de la machine M1 dans la configuration (a). Le coefficient de puissance moyen du parc de 3 machines dans la configuration (b) s'établit donc finalement à  $\overline{C_p} = 0.65$  (soit un léger gain de 1% environ par rapport à la configuration (a)).

La hiérarchie des valeurs des coefficients de puissance obtenue après le calcul BEM-RANS de la configuration (c) est à nouveau conforme à l'attendu. En effet, on observe que la machine la plus en amont (M3) présente le coefficient de puissance le plus faible (0.58) tandis que la machine la plus en aval (M2) présente le coefficient de puissance le plus fort (0.67) et que la machine située en position intermédiaire (M1) présente une valeur du coefficient de puissance comprise entre les 2 précédentes soit 0.61. Le coefficient de puissance moyen du parc dans cette configuration (c) s'établit finalement à  $\overline{C_p} = 0.62$ , soit une valeur inférieure de 4 à 5% à celles associées aux 2 configurations précédentes.



**Figure 5-20. Comparaison du coefficient de puissance de chaque hydrolienne et du coefficient de puissance moyen pour les trois configurations étudiées de parc marin à 3 machines**

La configuration identifiée comme la plus favorable, au moins pour cette distance prescrite à  $D_H = 3 L_T$ , entre machines, est la configuration (b) avec 2 machines à l'amont, à plus ou moins  $112.5^\circ$ , de l'axe de la machine située en aval (cf. figure 5-18).

Il est important de souligner que notre analyse s'est entièrement focalisée sur les coefficients de puissance des 3 machines présentes dans le parc et n'a pas pris en compte les zones de sillage générées par ces machines et qui impactent de façon cruciale le comportement de machines supplémentaires qui seraient placées à l'aval de ces 3 hydroliennes M1, M2, M3. Quelques commentaires peuvent être formulés sur ce point, même si comme on l'a précédemment souligné les simulations présentées sur la figure 5-19 ne sont pas entièrement convergées au niveau des zones de sillage. D'un point de vue qualitatif au moins, on peut observer en comparant les configurations (a) et (b) que le sillage de l'hydrolienne M1 est beaucoup plus développé dans la configuration (b) que dans la configuration (a). Par « plus développé », on entend que ce sillage est plus large et présente des déficits de vitesse plus marqués. En pratique, on cherchera bien sûr à éviter de positionner une hydrolienne dans le sillage de l'hydrolienne M1. Le confinement plus marqué de ce sillage et la récupération plus rapide de vitesse dans le sillage pourrait donc constituer un atout pour la configuration (a) par rapport à la configuration (b). Cependant, on doit aussi tenir compte du développement des sillages des machines M2 et M3. Or les caractéristiques de ces zones de sillage pour les configurations (a) et (b) sont globalement inverses de celles observées pour la zone de sillage associée à la machine M1 dans ces deux configurations. Les sillages des machines M2 et M3 sont en effet plus marqués (plus larges et introduisant des déficits de vitesse plus forts) dans la configuration (a) que dans la configuration (b). Le résultat net de ces observations est que les zones favorables au positionnement de machines à l'aval sont en réalité à peu près identiques pour les deux configurations (a) et (b) de type « configuration alternée » (amont / aval).

Une comparaison précise des conclusions formulées ici avec celles tirées dans d'autres études analogues est rendue délicate par le fait que les hydroliennes considérées dans la littérature sont en général bien différentes de l'hydrolienne HARVEST systématiquement considérée dans les présents travaux. En outre, le niveau de description des hydroliennes doit également pouvoir être comparable à celui retenu dans notre étude. Sur la base de ce

dernier critère, on peut ainsi mentionner les travaux de Bai et al. [2013] qui ont étudié des configurations de parc d'hydroliennes en faisant appel à un modèle présentant des similitudes avec celui développé dans la présente thèse (approche BEM-RANS et disque actif) ; cependant les machines étudiées sont des hydroliennes à axe horizontal. Les travaux les plus proches sont sans doute ceux menés par Gebreslassie et al. [2013] puisqu'ils portent à la fois sur des machines à axe vertical et font appel à un modèle de type cylindre actif implémenté au sein du logiciel OpenFoam ; les hydroliennes étudiées restent cependant non-carénées et, en outre, les parcs analysés sont supposés localisés dans un canal. Dans leur étude (menée en 3D), ces auteurs privilégient *a priori* une configuration alternée analogue à celle dégagée dans l'étude menée ci-dessus et s'intéressent plus particulièrement à la détermination de l'espacement optimal entre machines dans la direction principale de l'écoulement et dans la direction transverse. De façon analogue, Myers & Bahaj [2012] ont mené des travaux expérimentaux dans un canal en modélisant la présence d'hydroliennes (à axe horizontal) par des disques poreux et ont notamment mis en évidence par ce biais l'intérêt d'une telle disposition alternée. En conclusion, il n'est donc pas surprenant, même pour un parc marin sans effet de confinement, de retrouver les préconisations formulées dans de précédentes études quant à la disposition à adopter pour des parcs d'hydroliennes. L'intérêt majeur de l'approche suivie est de permettre de quantifier, à moindre coût, le bénéfice apporté par une configuration optimisée.

# Conclusions et perspectives

Les travaux présentés dans ce mémoire ont permis d'établir un modèle simplifié de rotor pour des turbines hydro-cinétiques à flux transverse de type Darrieus, dites turbines HARVEST, qui soit bien adapté à la simulation efficace de parcs de telles turbines. L'analyse détaillée des phénomènes physiques qui déterminent la puissance récupérable par une turbine HARVEST a permis d'identifier les paramètres fondamentaux qui doivent être pris en compte dans cette représentation simplifiée pour assurer sa précision.

Dans le premier chapitre de cette thèse, on a présenté une revue des différents types d'hydroliennes à axe vertical (VAWT pour Vertical Axis Water Turbines) en décrivant leurs principes de fonctionnement et les paramètres hydrodynamiques caractérisant le comportement de ce type de machines ; on s'est également attaché à proposer une description complète de la machine HARVEST étudiée et utilisée dans ce travail. Ensuite dans le deuxième chapitre, un état de l'art des différents modèles rapides donnant accès aux caractéristiques de VAWT a été dressé et analysé en évaluant la pertinence de ces modèles pour la description de parcs d'hydroliennes HARVEST. La justification du choix d'un modèle de type cylindre actif BEM-RANS a été fournie. Ce type de modèle remplace le rotor de la turbine, dont la simulation instationnaire est particulièrement coûteuse, par une surface active : cylindre en 3D pour une turbine à axe vertical et à flux transverse, anneau ou couronne pour une représentation 2D d'un plan horizontal de cette turbine. Cette surface est dite active car on y répartit des termes-sources qui modélisent les effets du rotor sur l'écoulement. La simulation instationnaire de l'écoulement est alors remplacée par la recherche d'une solution stationnaire de l'écoulement à travers la surface active d'un rotor virtuel complétée par les éléments fixes de la turbine (carénage et étrave centrale pour la turbine HARVEST). Le rotor virtuel se définit par des termes sources qui sont calculés dynamiquement à partir du champ solution à l'itération courante et de caractéristiques hydrodynamiques prédéterminées (telles que par exemple les polaires des coefficients hydrodynamiques d'effort, traînée et portance, associés aux pales du rotor de la turbine).

Le reste de la thèse (chapitres 3 à 5) a été consacré au développement du modèle BEM-RANS, à sa validation et à son exploitation pour l'estimation de la puissance produite par différentes configurations de parcs d'hydroliennes HARVEST.

Les points originaux du modèle de cylindre actif BEM-RANS développé dans cette thèse qui nous semblent devoir être mis en avant au moment de tirer les enseignements de ces travaux sont les suivants :

- Les caractéristiques hydrodynamiques du rotor de la turbine HARVEST ont été obtenues en réalisant des séries de simulations URANS préliminaires qui ont

notamment permis de construire des polaires incluant les effets de courbure de l'écoulement ainsi que les effets du carénage sur l'écoulement à travers la turbine, au lieu de se limiter à l'exploitation de polaires préexistantes pour les géométries de profils NACA des pales de ce rotor.

- Le modèle proposé pour le calcul des termes sources répartis sur le rotor virtuel est hybride au sens où il combine de façon tout à fait originale une approche locale, qui estime les efforts produits par la pale virtuelle à partir des caractéristiques locales (norme et direction du vecteur vitesse de l'écoulement) à l'amont d'une cellule de discrétisation du rotor virtuel, à une approche globale ; ces deux approches sont propres à l'hydrolienne HARVEST carénée. Pour ce modèle global, la seule information à extraire de la simulation courante est le débit de l'écoulement traversant la turbine. Le modèle local est bien adapté à l'estimation des termes-sources répartis sur le demi-cylindre actif amont tandis que le modèle global est pertinent pour estimer les termes-sources répartis sur le demi-cylindre actif aval dont l'influence est bien moindre.
- Le modèle de cylindre actif BEM-RANS est directement adapté à la représentation du comportement d'un rotor de la turbine HARVEST lorsque celui-ci fonctionne à vitesse d'avance optimale, c'est-à-dire conduisant à la maximisation du coefficient de puissance de la machine. En pratique, ce fonctionnement nominal du rotor est assuré via un système de régulation qui modifie sa vitesse de rotation jusqu'à atteindre un maximum de puissance produite.

Le gain considérable en temps de calcul offert par le modèle de cylindre actif BEM-RANS par rapport à l'approche haute-fidélité de référence résulte finalement de deux effets principaux : i) le remplacement d'un calcul instationnaire sur un maillage incluant la discrétisation fine de chacune des pales du rotor de l'hydrolienne par un calcul stationnaire sur un maillage où le rotor réel et ses pales sont remplacés par un maillage 1D de cellules discrétisant la surface balayée par les pales avec calcul d'un terme source au centre de chacune des cellules de ce rotor virtuel; ii) l'estimation directe, par une unique simulation, du comportement hydrodynamique des différents rotors virtuels formant un parc de machines pour la valeur optimale du paramètre d'avance  $\lambda$  associée à chacun de ces rotors, sans nécessité d'une étude paramétrique pour déterminer la combinaison optimale des paramètres d'avance  $\lambda$ . Le modèle de cylindre actif BEM-RANS permet ainsi de réduire le coût d'estimation de la puissance produite par un parc de quelques machines par un facteur supérieur à 100 par rapport à l'approche haute-fidélité URANS.

Naturellement, cette réduction considérable du coût de simulation ne doit pas être obtenue au détriment d'une perte significative de précision sur l'estimation des caractéristiques de puissance du parc hydrolien analysé. Une comparaison systématique des prédictions URANS et BEM-RANS pour différentes configurations de parc, encore accessibles à une simulation haute-fidélité URANS (même si celle-là peut représenter plusieurs semaines de calcul), a permis d'établir que l'erreur d'estimation du coefficient de puissance d'une turbine ou d'un parc de turbines par l'approche de cylindre actif BEM-RANS ne dépassait pas quelques % ; en outre, le modèle BEM-RANS permet également de reproduire correctement et de façon systématique la hiérarchie qui existe entre les multiples rotors d'un parc, *c.à.d.* les écarts relatifs entre coefficients de puissance associés aux différents rotors.

Le modèle ainsi validé a été utilisé pour étudier des configurations de parcs assez simples mais inaccessibles – dans des temps de calcul raisonnables en tout cas – à une approche URANS. Ainsi, l'influence de l'espacement latéral et du facteur de confinement sur la puissance produite par une rangée d'hydroliennes placées dans un canal de largeur fixée a pu être analysée. L'étude du positionnement optimal de 2 ou 3 hydroliennes HARVEST placées dans un milieu infini, représentatif d'un environnement marin, a également été menée en faisant appel au modèle de cylindre actif BEM-RANS pour décrire chaque rotor et des préconisations de disposition relative des machines ont pu être formulées.

L'objectif initial de développer, valider et exploiter un modèle simplifié bien adapté à la prédiction des performances de parcs d'hydroliennes de type HARVEST semble donc atteint à l'issue de cette thèse. Certaines limitations peuvent néanmoins être identifiées et des voies d'amélioration ou de développement peuvent être proposées.

Nous avons ainsi souligné lors de l'étude de l'influence du facteur de confinement menée dans le dernier chapitre de la thèse que la condition de vitesse imposée en entrée de canal devenait peu réaliste pour des valeurs élevées du facteur de confinement puisqu'une telle condition ne prend pas en compte l'effet produit par la rangée d'hydrolienne sur les conditions d'écoulement amont. Le couplage de la chaîne de calcul BEM-RANS et d'un code de type « écoulement à surface libre en canal » apparaît donc comme une perspective naturelle de ce travail.

Plus généralement, les simulations de parcs fluviaux ou marins présentées dans cette thèse n'incluent pas une représentation réaliste, ou en tout cas détaillée, des conditions aux limites appliquées aux frontières du domaine fluide. Le couplage de la chaîne de calcul BEM-RANS avec un modèle à échelle régionale apparaît ainsi comme une perspective naturelle du présent travail pour l'étude de parcs marins d'hydroliennes HARVEST. Pour ce qui concerne l'étude de parcs fluviaux, l'intégration d'une bathymétrie précise pourra conduire à abandonner le cadre 2D considéré dans cette thèse et à formuler une version 3D du modèle de cylindre actif BEM-RANS.

Du point de vue conceptuel cette extension 3D n'apparaît pas nécessairement problématique [Antheaume et al., 2008] ont ainsi étudié un modèle de cylindre actif pour une hydrolienne à axe vertical et à flux transverse, sans présence de carénage. Toutefois, un travail considérable sera sans doute à mener pour généraliser au cas tridimensionnel les relations caractéristiques de l'hydrolienne HARVEST établies en 2D – par exemple, pour ne citer que celle-ci, la relation entre débit traversant la machine et vitesse de rotation optimale.

Un autre point à prendre en considération dans les futurs développements du modèle de cylindre actif porte sur la prise en compte des effets du rotor sur la production de turbulence. Le modèle proposé, validé et exploité dans cette thèse inclut des termes-sources représentatifs des effets du rotor sur l'écoulement dans le seul bilan de quantité de mouvement du champ moyen de l'écoulement. Certains auteurs (cf. Batten et al. [2013] et Nguyen [2015]) ont proposé d'introduire également des termes sources dans les équations du modèle de turbulence au niveau de la surface active afin de rendre compte de la production locale de turbulence par le passage des pales du rotor.

Enfin, la variante de modèle BEM-RANS retenue dans cette thèse est particulièrement simple dans sa mise en œuvre au sens où la présence des pales du rotor est modélisée pour une position angulaire donnée par un terme source calculé au centre de chacune des cellules du rotor virtuel. Ce choix s'est avéré suffisant pour assurer une bonne précision de la prédiction BEM-RANS, à l'exception du cas de l'un des rotors du parc bi-rangées calculé

dans le chapitre 4 du mémoire pour lequel l'écart RANS / BEM-RANS sur le coefficient de puissance atteint 16%. D'autre part l'analyse détaillée des simulations BEM-RANS et URANS du chapitre 4 a mis en évidence une prédiction correcte par l'approche BEM-RANS des caractéristiques du sillage suffisamment à l'aval du rotor virtuel mais un écart significatif dans le champ aval proche.

Pour remédier à ces défauts, la représentation des pales du rotor dans le modèle BEM-RANS pourrait suivre dans le futur une variante de l'approche BEM RANS plus élaborée, dite de ligne active, évoquée dans le chapitre 2 ; les effets des pales n'y sont pas moyennés dans le temps et chaque pale du rotor est représentée individuellement. Les effets dans le sillage des tourbillons marginaux issus de chaque pale pourraient ainsi être pris en compte. D'une façon générale le niveau de turbulence y serait mieux représenté par l'apparition d'une source de production turbulente d'une part et d'autre part la précision de la prédiction BEM-RANS serait améliorée, avec toutefois un surcoût important lié au traitement instationnaire. Enfin une dernière variante, encore plus élaborée, est celle dite de la surface active : la pale toujours traitée individuellement, est représentée par une description multi-directionnelle suivant l'envergure mais aussi suivant le profil (au bord d'attaque, au centre de gravité et au bord de fuite par exemple). Dans ces deux variantes, les termes-sources à affecter soit seulement suivant la ligne active soit suivant une répartition de points choisis sur toute la surface médiane, seraient alors définis suivant une méthodologie analogue à celle suivie dans les présents travaux, en post-traitant la base de données URANS disponible. Dans ce cas les perturbations locales créées par les pales seraient assez fidèlement représentées sans pour autant supporter le coût du respect de la géométrie des pales et du traitement des couches limites. De telles représentations plus fidèles pourraient s'avérer nécessaires pour assurer la précision de la prédiction du modèle BEM-RANS dans le cas de configurations de parcs avec forts effets d'interaction entre machines.

# Bibliographie

- Abbot, I.H. & Von Doenhoff, A.E., 1959.** *Theory of wing sections*, New York: Dover Publications.
- Achard, J.-L. & Amet, A., 2010.** *Hydrolienne à faible traînée*, France: FR05/50420, 29 novembre 2010. Brevet d'invention.
- Achard, J.-L., Imbault, D. & Tourabi, A., 2007.** *Turbomachine à machines hydrauliques à flux transverse à force globale de portance réduit*, FR07/58511 France, 28 octobre 2007. Brevet d'invention.
- Achard, J.-L. & Jaquier, T., 2011.** *Turbine hydraulique à traînée en bout d'aile réduite*, FR11/56768, 25 juillet 2011. Brevet d'invention.
- Ahmadian, R., Falconer, R. & Bockelmann-Evans, B., 2012.** Far-field modelling of the hydro-environmental impact of tidal stream turbines. *Renewable Energy*, 38(1), pp.107–116.
- AlgaConcept, 2015.** Alga Concept. [www.alga-concept.fr/store/equipements-spiruline/roue-aube-pvc](http://www.alga-concept.fr/store/equipements-spiruline/roue-aube-pvc).
- Almohammadi, K.M., Ingham, D.B., Ma, L. & Pourkashan, M., 2013.** Computational fluid dynamics (CFD) mesh independency techniques for a straight blade vertical axis wind turbine. *Energy*, 58, pp.483–493.
- Amet, E., 2009.** *Simulation numérique d'une hydrolienne à axe vertical de type Darrieus*. Ph.D. dissertation, Laboratoire LEGI, Ecole Doctorale I-MEP2, Université de Grenoble, France.
- Antheaume, S., Maitre, T. & Achard, J., 2008.** Hydraulic Darrieus turbines efficiency for free fluid flow conditions versus power farms conditions. *Renewable Energy*, 33(10), pp.2186–2198.
- Archambeau, F., 2004.** *Introduction à la turbulence*, Paris: ENSTA.
- Argyropoulos, C. & Markatos, N.C., 2015.** Recent advances on the numerical modelling of turbulent flows. *Applied Mathematical Modelling*, 39(2), pp.693–732.
- Aumelas, V., 2011.** *Modélisation des hydroliennes à axe vertical libres ou carénées : développement d'un moyen expérimental et d'un moyen numérique pour l'étude de la cavitation*. Ph.D. dissertation, Laboratoire LEGI, Ecole Doctorale I-MEP2, Université de Grenoble, France.

- Aumelas, V. & Maître, T., 2009.** Development of an experimental facility for cross flow water turbine models. In *4th International Conference on Energy and Environment*. Bucharest, Roumanie : University POLITEHNICA of Bucharest.
- Bachant, P. & Wosnik, M., 2016.** Effects of Reynolds Number on the Energy Conversion and Near-Wake Dynamics of a High Solidity Vertical-Axis Cross-Flow Turbine. *Energies*, 9(2), p.73.
- Bachant, P. & Wosnik, M., 2013.** Performance and near-wake measurements for a vertical axis turbine at moderate Reynolds number. In *Proceedings of the ASME 2013 Fluids Engineering Summer Meeting*. Incline Village, Nevada, USA.
- Bai, G., Li, J., Fan, P. & Li, G., 2013.** Numerical investigations of the effects of different arrays on power extractions of horizontal axis tidal current turbines. *Renewable Energy*, 53, pp.180–186.
- Baker, S., Cornett, A. & Kluijver, M., 2015.** 3D Modelling and Optimization of a Hydrokinetic Power Generation Barge. In *Proceedings of the 11th European Wave and Tidal Energy Conference, EWTEC*. Nantes, France.
- Balduzzi, F., Bianchini, A., Ferrara, G. & Ferrari, L., 2016.** Dimensionless numbers for the assessment of mesh and timestep requirements in CFD simulations of Darrieus wind turbines. *Energy*, 97, pp.246–261.
- Balduzzi, F., Bianchini, A., Maleci, R., Ferrara, G. & Ferrari, L., 2016.** Critical issues in the CFD simulation of Darrieus wind turbines. *Renewable Energy*, 85, pp.419–435.
- Batista, N.C., Melício, R., Matias, J.C.O. & Catalão, J.P.S., 2012.** Vertical Axis Wind Turbine Performance Prediction : An Approach to the Double Multiple Streamtube Model. In *International Conference on Renewable Energies and Power Quality*. pp. 1–4.
- Batten, W.M.J., Harrison, M.E. & Bahaj, A.S., 2013.** The accuracy of the actuator disc-RANS approach for predicting the performance and far wake of a horizontal axis tidal stream turbine. *Philosophical transactions of the royal society A: Mathematical, Phys Eng Sci*, 371, pp.1–14. Available at: <http://eprints.soton.ac.uk/334100/>.
- Bedard, R., 2005.** *Survey and Characterization of Tidal In Stream Energy Conversion*, Report: EPRI-TP-004 NA, Electric Power Research Institute (EPRI), Palo Alto, USA.
- Bedon, G., Raciti Castelli, M. & Benini, E., 2013.** Optimization of a Darrieus vertical-axis wind turbine using blade element – momentum theory and evolutionary algorithm. *Renewable Energy*, 59, pp.184–192.
- Belloni, C., 2013.** *Hydrodynamics of Ducted and Open-Centre Tidal Turbines*. Ph.D. dissertation, University of Oxford : Balliol College, Trinity.
- Bertrand, O., Duron, L., Girard, C., Zanette, G. & Dominguez, F., 2015.** Numerical modeling of vertical-axis and transverse-flow hydrokinetic turbine in the Loire river. In *E-proceedings of the 36th IAHR World Congress*. 28 June – 3 July, 2015, The Hague, the Netherlands.

- Betz, A., 1920.** Das maximum der theoretisch möglichen ausnutzung des windes durch windmotoren. *Gesamte Turbinenwesen*, 17, pp.307–309.
- Bianchini, A., Balduzzi, F., Rainbird, J.M., Graham, J.M.R., Ferrara, G. & Ferrari, L., 2016a.** An Experimental and Numerical Assessment of Airfoil Polars for Use in Darrieus Wind Turbines — Part I : Flow Curvature Effects. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 138(3), pp.032602–1 – 032602–10.
- Bianchini, A., Balduzzi, F., Rainbird, J.M., Graham, J.M.R., Ferrara, G. & Ferrari, L., 2016b.** An Experimental and Numerical Assessment of Airfoil Polars for Use in Darrieus Wind Turbines — Part II : Post-stall Data Extrapolation Methods. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 138(3), pp.032603–1 – 032603–10.
- Blackwell, B.F. & Reis, G.E., 1974.** *Blade shape for a troposkien type of vertical-axis wind turbine*, Albuquerque, USA : Sandia Laboratories, 1974. SLA-74-0154.
- Blackwell, B.F., Sheldahl, R.E. & Feltz, L. V., 1976.** *Wind tunnel performance data for the Darrieus wind turbine with NACA 0012 blades*, Albuquerque, USA : Sandia Laboratories, 1976. SAND76-0130.
- Borg, M., Shires, A. & Collu, M., 2014.** Offshore floating vertical axis wind turbines, dynamics modelling state of the art . part I : Aerodynamics. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 39, pp.1214–1225.
- Bossard, J., 2012.** *Caractérisation expérimentale du décrochage dynamique dans les hydroliennes à flux transverse par la méthode PIV (Particle Image Velocimetry) – Comparaison avec les résultats issus des simulations numériques*. Ph.D. dissertation, Laboratoire LEGI, Ecole Doctorale I-MEP2, Université de Grenoble, France.
- Brahimi, M.T. & Allet, A., 1995.** Aerodynamic analysis models for vertical-axis wind turbines. *International Journal of Rotating Machinery*, 2(1), pp.15–21.
- Brochier, G., Fraunié, P., Béguier, C. & Paraschivoiu, I., 1986.** Water channel experiments of dynamic stall on Darrieus wind turbine blades. *Journal of Propulsion*. AIAA, 2, pp.445–449.
- Cardona, J., 1984.** Flow curvature and dynamic stall simulated, with an aerodynamic free-vortex model for VAWT. *Wind Engineering*, 18(3), pp.135–43.
- Carrigan, T.J., Dennis, B.H., Han, Z.X. & Wang, B., 2011.** Aerodynamic shape optimization of a vertical-axis wind turbine using differential evolution. *Renewable Energy*, pp.1–16.
- Castelli, M., Englaro, A. & Benini, E., 2011.** The Darrieus wind turbine: Proposal for a new performance prediction model based on CFD. *Energy*, 36(8), pp.4919–4934.
- Chaffin, M.S., 1995.** A guide to the use of the pressure disk rotor model as implemented in INS3D-UP . In *NASA CR-4692*.
- Coiro, D.P., De Marco, A., Nicolosi, F., Melone, S. & Montella, F., 2005.** Dynamic behaviour of the patented Kobold tidal current turbine: numerical and experimental aspects. *Acta Polytechnica. Czech Technical University Publishing House*, 45, pp.77–84.

- Dabiri, J.O., 2011.** Potential order-of-magnitude enhancement of wind farm power density via counter-rotating vertical-axis wind turbine arrays. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 3.
- Dai, Y., Gardiner, N., Sutton, R. & Dyson, P., 2011.** Hydrodynamic analysis models for the design of Darrieus-type vertical-axis marine current turbines. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*. pp. 295–307.
- Darrieus, G.J.M., 1931.** *Turbine having its rotating shaft transverse to the flow of the current*, U.S. Patent 1 835 018, December 8, 1931.
- Davis, B.V., 1980.** *Water turbine model trials to demonstrate the feasibility of extracting kinetic energy from river and tidal currents*, Nova Energy Limited Report N°. NEL-002, for National Research Council of Canada.
- Dellinger, N., 2011.** *Instrumentation d'un tunnel hydrodynamique pour la caractérisation de turbines à flux transverse*. Ph.D. dissertation, Laboratoire 3SR, Ecole Doctorale I-MEP2, Université de Grenoble, France.
- Dixon, K., Ferreira, C., Hofemann, C., Van Bussel, G. & Van Kuik, G., 2008.** A 3D unsteady panel method for vertical axis wind turbines. In *Proceedings of the European Wind Energy Conference and Exhibition*. 31 March-3 April. Brussels, EWEC 2008, pp.1-10.
- Dixon, K.R., 2008.** *The Near Wake Structure of a Vertical Axis Wind Turbine Including the Development of a 3D Unsteady Free-Wake Panel Method for VAWTs*. Master's Thesis, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 2008.
- Edwards, J.M., Danao, L.A. & Howell, R.J., 2015.** PIV measurements and CFD simulation of the performance and flow physics and of a small-scale vertical axis wind turbine. *Wind Energy*, 18, pp.201–217.
- EMEC, 2015.** The European Marine Energy Centre ltd. [www.emec.org.uk/marine-energy/tidal-devices/](http://www.emec.org.uk/marine-energy/tidal-devices/).
- Erickson, L., 1990.** *Panel Methods - An Introduction*, NASA, Scientific and Technical Information Division.
- Fanucci, J.B. & Walters, R.E., 1976.** Innovative wind machines: the theoretical performance of a vertical-axis wind turbine. In *Proceedings of the vertical-axis wind turbine technology workshop*. Vol3., Sandia Laboratories, SAND76-5586, USA, pp. 61-95.
- Feng, G., Troyer, T. De & Runacres, M.C., 2014.** Optimizing the Land Use for Wind Farms Using Vertical Axis Wind Turbines. In *Europe's Premier Wind Energy Event, EWEA*. Barcelona, Spain.
- Ferreira, C., Hofemann, C., Dixon, K., Van Kuik, G. & Van Bussel, G., 2010.** 3D wake dynamics of the VAWT: Experimental and numerical investigation. In *Proceedings of the 48th AIAA aerospace sciences meeting including the new horizons forum and aerospace exposition*.

- Ferreira, C., van Kuik, G., van Bussel, G. & Scarano, F., 2009.** Visualization by PIV of dynamic stall on a vertical axis wind turbine. *Experiments in Fluids*, 46, pp.97–108.
- Froude, R.E., 1889.** On the part played in propulsion by difference in pressure. *Transaction of the Institute of Naval Architects*, 30, pp.390–423.
- Fujisawa, S. & Shibuya, N., 2001.** Observations of dynamic stall on Darrieus wind turbine blades. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 89(2), pp.201–214.
- Gatski, T.B. & Jongen, T., 2000.** Nonlinear eddy viscosity and algebraic stress models for solving complex turbulent flows. *Progress in Aerospace Sciences*, 36, pp.655–682.
- Gebreslassie, M.G., Tabor, G.R. & Belmont, M.R., 2013.** Numerical simulation of a new type of cross flow tidal turbine using OpenFOAM – Part II: Investigation of turbine-to-turbine interaction. *Renewable Energy*, 50, pp.1005–1013.
- Georgescu, A., Georgescu, S., Cosoiu, C., Alboiu, N. & Hamzu, A., 2010.** Velocity Field in the Wake of a Hydropower Farm Equipped with Achard Turbines. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ*, 12(012108), pp.1–10.
- Georgescu, A.M., Georgescu, S.C., Cosoiu, C.I. & Alboiu, N., 2011.** Efficiency of Marine Hydropower Farms Consisting of Multiple Vertical Axis Cross-Flow Turbines. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 4(1), pp.150–160.
- Giorgetti, S., Pellegrini, G. & Zanforlin, S., 2015.** CFD investigation on the aerodynamic interferences between medium-solidity Darrieus Vertical Axis Wind Turbines. *Energy Procedia*, 81, pp.227–239.
- Glauert, H., 1935.** *Aerodynamic theory vol. 4*, Julius Springer, Berlin, Germany.
- Gorlov, A., 1995.** *Unidirectional helical reaction turbine operable under reversible fluid flow for power systems*, U.S. Patent 5 451 137, September 19, 1995.
- Gorlov, A.M., 1998.** Helical turbines for the gulf stream conceptual approach to design of a large scale floating power farm. *Marine Technology*, 3(35), pp.175–182.
- Gotwind.org, 2015.** FieldLines. [www.fieldlines.com/index.php?topic=139911.0](http://www.fieldlines.com/index.php?topic=139911.0).
- Gretton, G.I., 2009.** *The hydrodynamic analysis of a vertical axis tidal current turbine*. Ph.D. thesis, The University of Edinburgh.
- Hard, S., Wilhelm, J., Pertl, F.A. & Smith, J.E., 2011.** GPU CUDA performance on two-dimensional and three-dimensional VAWT vortex models. *International Journal of Scientific and Statistical Computing*, 2(1), pp.1–10.
- Hirsch, H. & Mandal, A., 1987.** A cascade theory for the aerodynamic performance of darrieus wind turbines. *Wind Engineering*, 11(3), pp.164–75.
- Holme, O., 1976.** A contribution to the aerodynamic theory of the vertical axis wind turbine. In *International Symposium on Wind Energy Systems*. Vol. C4, 7-9 September, Cambridge, UK, pp. 55-71.

- Howell, R., Qin, N. & Edwards, J., 2010.** Wind tunnel and numerical study of a small vertical axis wind turbine. *Renewable Energy*, 35(2), pp.412–422.
- Hydroquest, 2015.** Hydroquest, smart power solutions. [www.hydroquest.net/fr](http://www.hydroquest.net/fr).
- Islam, M., Ting, D. & Fartaj, A., 2008.** Aerodynamic models for Darrieus-type straight-bladed vertical axis wind turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(4), pp.1087–1109.
- Jaquier, T., 2011.** *Hydroliennes à flux transverse : Développement d'un prototype HARVEST en canal*. Ph.D. dissertation, Laboratoire LEGI, Ecole Doctorale I-MEP2, Université de Grenoble, France.
- Khalid, S., Liang, Z. & Qi-hu, S., 2013.** CFD Simulation of Twin Vertical Axis Tidal Turbines System. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 5(1), pp.233–238.
- Khan, M.J., Bhuyan, G., Iqbal, M.T. & Quaiocoe, J.E., 2009.** Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review. *Applied Energy*, 86(10), pp.1823–1835.
- Kinzel, M., Mulligan, Q. & Dabiri, J.O., 2012.** Energy exchange in an array of vertical axis wind turbines. *Journal of turbulence*, 13(38), pp.1–13.
- Kirke, B., 2005.** Developments in ducted water current turbines. <http://www.cyberiad.net>, p.5.
- Kirke, B. & Lazauskas, L., 1991.** Enhancing the performance of a vertical axis wind turbine using a simple variable pitching system. *Wind Engineering*, 15, pp.187–195.
- Kroo, I., 2001.** Drag Due to Lift: Concepts for Prediction and Reduction. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 33, pp.587–617.
- Lai, S., 2015.** *A numerical investigation of using flap control on VAWTs*. Master Thesis at Department of Wind Energy, Technical University of Denmark.
- Laitone, E. V., 1997.** Wind tunnel tests of wings at Reynolds numbers below 70000. *Experiments in Fluids*, 23, pp.405–409.
- Lam, H.F. & Peng, H.Y., 2016.** Study of wake characteristics of a vertical axis wind turbine by two- and three-dimensional computational fluid dynamics simulations. *Renewable Energy*, 90, pp.386–398.
- Laneville, A., Vittecoq, P. & Côté, J., 1986.** Dynamic Stall : The Case of the Vertical Axis Wind Turbine. *Journal of Solar Energy Engineering*, 108, pp.140–145.
- Laneville, A., Vittecoq, P. & Côté, J., 1985.** Etude expérimentale de l'effet de la turbulence sur le décrochage dynamique. In *AGARD CP 386. Unsteady Aerodynamics - Fundamentals and Applications to Aircraft Dynamics*. pp. S5–1–7.
- Lapin, E.E., 1975.** Theoretical performance of vertical axis wind turbines. In *ASME Winter annual meeting*. Houston, USA.

- Larsen, H.C., 1975.** Summary of a vortex theory for the cyclogiro. In *Proceedings of the 2nd US National Conferences on Wind Engineering Research*. Vol. 8-1-3, Colorado State University, USA.
- Leishman, J.G., 2002.** Challenges in modelling the unsteady aerodynamics of wind turbines. In *21th ASME Wind Energy Symposium and 40th AIAA Aerospace Sciences Meeting*. p. AIAA 2002-0037.
- Leschziner, M.A., 2006.** Modelling turbulent separated flow in the context of aerodynamic applications. *Fluid Dynamics Research*, 38(2-3), pp.174-210.
- Li, C., Zhu, S., Xu, Y. & Xiao, Y., 2013.** 2.5D large eddy simulation of vertical axis wind turbine in consideration of high angle of attack flow. *Renewable Energy*, 51, pp.317-330.
- Li, Y. & Calisal, S., 2010.** Modeling of twin-turbine system with vertical axis tidal current turbines. *Ocean Engineering*, 37, pp.627-637.
- López, O., Meneses, D., Quintero, B. & Laín, S., 2016.** Computational study of transient flow around Darrieus type cross flow water turbines. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 8(1), p.014501.
- Lucid Energy Technologies, 2009.** Water Technology Overview. <http://www.lucidenergy.com/water>.
- Madsen, H.A., 1982.** *The actuator cylinder : a flow model for vertical axis wind turbines*. PhD thesis, Aalborg University.
- Malki, R., Williams, A.J., Croft, T.N., Togneri, M. & Masters, I., 2013.** A coupled blade element momentum – Computational fluid dynamics model for evaluating tidal stream turbine performance. *Applied Mathematical Modelling*, 37(5), pp.3006-3020.
- Mandal, A. & Burton, J., 1994.** The effects of dynamic stall and flow curvature on the aerodynamics of darrieus turbines applying the Cascade model. *Wind Eng*, 18(6), pp.267-82.
- Martins, S.L., Ribeiro, C.C. & Rodriguez, N., 2002.** *Parallel computing environment* P. M. Pardalos & M. G. . Resende, eds., Handbook of applied optimization. New York, USA: Oxford University Press; 2002.
- Matsuda, Y., Ikeda, M., Okuma, K., Furukawa, A. & Watanabe, S., 2003.** Experimental study on water turbine characteristics of Darrieus type runner with staggered blade arrangement. In *7th Asian International Conference on Fluid Machinery, 2003*. Fukuoka, Japan.
- McAdam, R.A., Houlby, G.T., Oldfield, M.L.G. & McCulloch, M.D., 2009.** Experimental testing of the transverse horizontal axis water turbine. In *8th European Wave and Tidal Energy Conference*. Upsala, Sweden, pp. 360-365.
- McCroskey, W., 1981.** *The phenomenon of dynamic stall*, tech. rep., DTIC Document.

- McIntosh, S.C., Babinsky, H. & Bertényi, T., 2009.** Convergence Failure and Stall Hysteresis in Actuator-Disk Momentum Models Applied to Vertical Axis Wind Turbines. *Journal of Solar Energy Engineering*, 131, pp.034502-1-5.
- McLaren, K., 2011.** *A numerical and experimental study of unsteady loading of high solidity vertical axis wind turbines.* Ph.D. thesis, School of Graduate Studies, McMaster University, Hamilton, Canada.
- Menchaca Roa, A., 2011.** *Analyse numérique des hydroliennes à axe vertical munies d'un carenage.* Ph.D. dissertation, Laboratoire LEGI, Ecole Doctorale I-MEP2, Université de Grenoble, France.
- Menter, F.R., 1994.** Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32(8), pp.1598-1605.
- Mercier, G., 2015.** *Modélisation de parcs d'hydroliennes à flux transverse avec une méthode d'équivalence.* Ph.D. dissertation, Laboratoire LEGI, Ecole Doctorale I-MEP2, Université de Grenoble, France.
- Monmarson, B., 2011.** *Etude numérique d'hydroliennes à flux transverse carénées.* Rapport de master, Laboratoire LEGI, Université de Grenoble, France.
- Mycek, P., Gaurier, B., Germain, G., Pinon, G. & Rivoalen, E., 2014.** Experimental study of the turbulence intensity effects on marine current turbines behaviour. Part II: Two interacting turbines. *Renewable Energy*, 68, pp.876-892.
- Myers, L. & Bahaj, A., 2012.** An experimental investigation simulating flow effects in first generation marine current energy converter arrays. *Renewable Energy*, 37(1), pp.28-36.
- Newman, B.G., 1983.** Actuator-disk theory for vertical-axis wind turbines. *Journal of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics*, 5, pp.347-355.
- Nguyen, V.T., 2015.** *Modélisation de l'interaction entre hydroliennes et le courant dans un courant de marée comme celui du Raz Blanchard.* Ecole doctorale SIMEM, Université de Caen Basse-Normandie, Caen.
- Niblick, A., 2012.** *Experimental and Analytical Study of Helical Cross-Flow Turbines for a Tidal Micropower Generation System.* Master's Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Washington, USA.
- Paraschivoiu, I., 1982.** Aerodynamic loads and performance of the Darrieus rotor. *AIAA Journal of Energy*, 6, pp.406-412.
- Paraschivoiu, I., 1981.** *Double-multiple streamtube model for Darrieus wind turbines,* Cleveland: Second DOE/NASA Wind Turbines Dynamics Workshop.
- Paraschivoiu, I., 2002.** *Wind Turbine Design With Emphasis on Darrieus Concept,* Montréal: Polytechnic International Press.
- Paraschivoiu, I. & Delclaux, F., 1983.** Double Multiple Streamtube Model with Recent Improvements. *Journal of Energy*, 7(3), p.250.

- Paraschivoiu, I., Delclaux, F., Fraunie, P. & Beguier, C., 1983.** Aerodynamic analysis of the darrieus rotor including secondary effects. *Journal of Energy*, 7(5), pp.416–421.
- Pawsey, N., 2002.** *Development and evaluation of passive variable-pitch vertical axis wind turbines*. Ph.D. Thesis, The University of New South Wales, Australia.
- Ponta, F. & Dutt, G., 2000.** An improved vertical-axis water-current turbine incorporating à channeling device. *Renewable Energy*, 20, pp.223–241.
- Ponta, F.L. & Jacovkis, P., 2008.** Marine-current power generation by diffuser-augmented floating hydro-turbines. *Renewable Energy*, 33, pp.665–673.
- Ponta, F.L. & Jacovkis, P.M., 2001.** A vortex model for Darrieus turbine using finite element techniques. *Renewable Energy*, 24(1), pp.1–18.
- Rajagopalan, R.G. & Fanucci, J.B., 1985.** Finite difference model for vertical axis wind turbines. *Journal of Propulsion and Power*, 1(6), pp.432–436.
- Rankine, W.J.M., 1865.** On the mechanical principles of the action of propellers. *Transaction of the Institute of Naval Architects*, 6, pp.13–39.
- Read, S. & Sharpe, D.J., 1980.** An extended multiple streamtube theory for vertical axis wind turbines. In *2nd BWEA Workshop*. Cranfield, UK.
- Reis, G.E. & Blackwell, B.F., 1974.** *Practical approximations to a troposkien by straight-line and circular-arc segments*, Albuquerque, USA : Sandia Laboratoires, 1974. SAND74-0100.
- Rolland, S.A., Thatcher, M., Newton, W., Williams, A.J., Croft, T.N., Gethin, D.T. & Cross, M., 2013.** Benchmark experiments for simulations of a vertical axis wind turbine. , 111, pp.1183–1194.
- Sanderse, B., 2011.** Review of computational fluid dynamics for wind turbine wake aerodynamics. *Wind Energy*, 14, pp.799–819.
- Savonius, S.J., 1931.** The S-Rotor and Its Applications. *Mechanical Engineering*, 53(5), pp.333–338.
- Schönborn, A. & Chantzidakis, M., 2007.** Development of a hydraulic control mechanism for cyclic pitch marine current turbines. *Renewable Energy*, 32, pp.662–679.
- Shamsoddin, S. & Porté-Agel, F., 2014.** Large eddy simulation of vertical axis wind turbine wakes. *Energies*, 7(2), pp.890–912.
- Sharpe, D.J., 1990.** Wind turbine aerodynamics. In *Freris L.L. (ed), Wind Energy Conversion Systems*. Prentice Hall, Cambridge.
- Sheldahl, R.E., 1980.** *Comparison of field and wind tunnel Darrieus wind turbine data*, Albuquerque, USA : Sandia Laboratories, 1980. SAND80-2469.
- Sheldahl, R.E. & Blackwell, B.F., 1977.** *Free-air performance tests of a 5-metre-diameter Darrieus turbine*, Albuquerque : Sandia Laboratories, 1977. SAND77-1063.

- Sheldahl, R.E. & Klimas, P.C., 1980.** *Aerodynamic characteristics of seven symmetrical airfoil sections through 180-degree angle of attack for use in aerodynamic analysis of vertical axis wind turbine*, Sandia National Laboratories, Albuquerque, USA.
- Sheldahl, R.E., Klimas, P.C. & Feltz, L. V, 1980.** *Aerodynamic performance of a 5-metre-diameter Darrieus turbine with extruded aluminium NACA-0015 blades*, Albuquerque : Sandia Laboratories, 1980. SAND80-0179.
- Shen, W.Z., Zhang, J.H. & Sørensen, J.N., 2009.** The Actuator Surface Model: A new Navier–Stokes based model for rotor computations. *Journal of Solar Energy Engineering*, 131, pp.011002-1– 011002-9.
- Shiono, M., Suzuki, K. & Kiho, S., 2000.** An Experimental Study of the Characteristics of a Darrieus Turbine for Tidal Power Generation. *Electrical Engineering in Japan*, 132, pp.38–47.
- Shiono, M., Suzuki, K. & Kiho, S., 2002.** Output characteristics of Darrieus water turbine with helical blades for tidal current generations. In *The 12th International Offshore and Polar Engineering Conference*. Kitakyushu, Japan.
- Shires, A., 2013.** Development and evaluation of an aerodynamic model for a novel vertical axis wind turbine concept. *Energies*, 6(5), pp.2501–2520.
- Shives, M. & Crawford, C., 2011.** Developing an empirical model for ducted tidal turbine performance using numerical simulation results. *Journal of Power and Energy*, 226, pp.112–125.
- Shives, M.R., 2011.** *Hydrodynamic Modeling, Optimization and Performance Assessment for Ducted and Non-ducted Tidal Turbines*. Master thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Victoria, Canada.
- Song, C., Zheng, Y., Zhao, Z., Zhang, Y., Li, C. & Jiang, H., 2015.** Investigation of meshing strategies and turbulence models of computational fluid dynamics simulations of vertical axis wind turbines. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 7(3), pp.033111-1 – 033111-19.
- Stock, M.J., Gharakhani, A. & Stone, C.P., 2010.** Modeling rotor wakes with a hybrid OVERFLOW-Vortex method on a GPU cluster. In *28th AIAA applied aerodynamics conference*. Chicago, Illinois.
- Strickland, J.H., 1975.** *The Darrieus turbine: A performance prediction model using multiple streamtubes*, Technical Report SAND75-041, Sandia National Laboratories, Albuquerque, USA.
- Strickland, J.H., Webster, B.T. & Nguyen, T., 1979.** A vortex model of the Darrieus turbine: an analytical and experimental study. *Journal of Fluids Engineering*, 101(500-505).
- Strickland, J.H., Webster, B.T. & Nguyen, T., 1981.** *A vortex model of the Darrieus turbine: an analytical and experimental study*, Report: SAND 81-7017. Sandia National Laboratories, USA.

- Sun, X., Wang, Y., An, Q., Cao, Y., Wu, G. & Huang, D., 2014a.** Aerodynamic performance and characteristic of vortex structures for Darrieus wind turbine. I. Numerical method and aerodynamic performance. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 6(4), pp.043134-1 – 043134-12.
- Sun, X., Wang, Y., An, Q., Cao, Y., Wu, G. & Huang, D., 2014b.** Aerodynamic performance and characteristic of vortex structures for Darrieus wind turbine. II. the relationship between vortex structure and aerodynamic performance. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 6(4), pp.043135-1 – 043135-17.
- Takamatsu, Y., Furukawa, A., Okuma, K. & Takenouchi, K., 1991.** Experimental studies on a preferable blade profile for high efficiency and the blade characteristics of Darrieus-type cross-flow water turbines. *JSME International Journal*, 34, pp.149–156.
- Tchon, K.F., 1993.** *Simulation numérique du décrochage dynamique sur un profil d'aile en mouvement de rotation Darrieus*. Thèse de doctorat, Dépt. de Génie Mécanique, École Polytechnique de Montréal, Canada.
- Templin, R.J., 1974.** *Aerodynamic performance theory for the NRC vertical-axis wind turbine*, Canada : NRC Laboratory, 1974. LTR-LA-190.
- Tescione, G., Ragni, D., He, C., Ferreira, C.J.S. & Bussel, G.J.W. Van, 2014.** Near wake flow analysis of a vertical axis wind turbine by stereoscopic particle image velocimetry. In *Proceedings of the International Conference on Aerodynamics of Offshore Wind Energy Systems and Wakes*. Lyngby, Denmark, pp. 47–61.
- Trivellato, F. & Raciti, M., 2014.** On the Courant-Friedrichs-Lewy criterion of rotating grids in 2D vertical-axis wind turbine analysis. *Renewable Energy*, 62, pp.53–62.
- Troldborg, N., Zahle, F., Sørensen, N. & Pierre-Elouan, R., 2014.** Comparison of wind turbine wake properties in non-sheared inflow predicted by different computational fluid dynamics rotor models. *Journal of Physics: Conference Series* 555, 012100.
- Vad, J., 2004.** Effects of sweep and spanwise changing circulation applied to airfoils: a case study. *Journal of Computational and Applied Mechanics*, 5, pp.383–400.
- Vandenberghe, D. & Dick, E., 1987.** A free vortex simulation method for the straight bladed vertical axis wind turbine. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 26(3), pp.307–324.
- Vennell, R., Funke, S.W., Draper, S., Stevens, C. & Divett, T., 2015.** Designing large arrays of tidal turbines: A synthesis and review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41, pp.454–472.
- Wang, L.B., Zhang, L. & Zeng, N.D., 2007.** A potential flow 2-D vortex panel model: Applications to vertical axis straight blade tidal turbine. *Energy Conversion & Management*, 48, pp.454–461.
- Wessner, C. & Bear, C., 2009.** *Vertical axis hydrokinetic turbines: practical and operating experience at Pointe du Bois*, Calgary, Canada : New Energy Corporation Inc.

- Wilson, R., 1980.** Wind turbine aerodynamics. *Journal of Industrial Aerodynamics*, 5, pp.357–372.
- Wilson, R.E. & Lissaman, P.B.S., 1974.** *Applied aerodynamics of wind powered machines*, Technical Report NSF-RA- N-74-113, Oregon State University, Corvallis.
- Worstell, M.H., 1978.** *Aerodynamic performance of the 17 meter diameter Darrieus wind turbine*, Albuquerque : Sandia Laboratories, 1978. SAND79-1737.
- Worstell, M.H., 1979.** *Aerodynamic performance of the 17-m-diameter Darrieus wind turbine in the three-bladed configuration: an addendum*, Albuquerque : Sandia Laboratories, 1979. SAND79-1753.
- Zanette, J.M., 2010.** *Hydroliennes à flux transverse : contribution à l'analyse de l'interaction fluide-structure*. Ph.D. dissertation, Laboratoire 3SR, Ecole Doctorale I-MEP2, Université de Grenoble, France.
- Zervos, A. & Roucous, R., 1988.** Flow curvature effects on a rotating airfoil. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, 68(5), pp.365–368.
- Zhang, J., 2004.** *Numerical Modelling of Vertical Axis Wind Turbine (VAWT)*. Master's thesis, Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark.
- Zhou, Z., Sculler, F., Charpentier, J.-F., Bembouزيد, M. & Tang, T., 2014.** An up-to-date review of large marine tidal current turbine technologies. In *2014 IEEE PEAC*. Sahngai, China, pp. 448–484.
- Zori, L. & Rajagopalan, R., 1995.** Navier-Stokes calculations of rotor-airframe interaction in forward flight. *Journal of the American Helicopter Society*, 2(140), p.57.



# **Thèse de doctorat de la Communauté Université Grenoble Alpes**

**Favio Enrique DOMINGUEZ BERMUDEZ**

---

## **Simulation numérique de parcs d'hydroliennes à axe vertical carénées par une approche de type cylindre actif**

---

La récupération, grâce aux hydroliennes, de l'énergie cinétique de courants marins et fluviaux constitue une source d'énergie renouvelable considérable et prédictible. Les méthodes de simulation adaptées à la prédiction de l'écoulement autour d'une hydrolienne isolée sont trop coûteuses pour être appliquées à des parcs de machines. Un modèle simplifié est développé pour décrire l'effet du rotor de la turbine sur l'écoulement. La performance de l'hydrolienne est prédite par un calcul stationnaire incluant des termes sources distribués dans un anneau rotor virtuel et qui intègrent effets du carénage et fonctionnement de chaque rotor à vitesse de rotation optimale. Le modèle est validé par comparaison avec des simulations haute-fidélité : il fournit une estimation fiable de la puissance produite pour un coût réduit de plusieurs ordres de grandeur. Ce modèle est appliqué à l'analyse de la puissance produite par une rangée d'hydroliennes dans un canal ainsi qu'à une ferme marine.

**Mots-clés :** hydrolienne carénée à flux transverse, modèle de cylindre actif, simulation numérique RANS/URANS, prédiction de la puissance produite

---

## **Numerical simulation of arrays of ducted vertical-axis water turbines using an active cylinder approach**

---

The capture, thanks to hydrokinetic turbines, of the kinetic energy generated by sea and river currents provides a significant and predictable source of renewable energy. The simulation methods suited for computing the flow around an isolated water turbine are much too expensive to be applied to a farm of several turbines. A simplified model is developed to predict the turbine rotor effect on the flow. The turbine performance is predicted using a steady simulation including source terms distributed within a virtual rotor ring and which include the duct effects and the rotor operating at optimal rotational speed. The model is validated against high-fidelity simulations: it provides a reliable prediction for the power output at a computational cost lowered by several orders of magnitude. This model is applied to the analysis of the power produced by a row of Vertical Axis Water Turbines in a channel as well as to a sea farm.

**Keywords :** cross-flow ducted hydrokinetic turbine, active cylinder model, RANS/URANS numerical simulation, power output prediction