



HAL
open science

Hydroliennes à flux transverse : développement d'un prototype HARVEST en canal

Thomas Jaquier

► **To cite this version:**

Thomas Jaquier. Hydroliennes à flux transverse : développement d'un prototype HARVEST en canal. Mécanique des fluides [physics.class-ph]. Université de Grenoble, 2011. Français. NNT : 2011GRENI059 . tel-01424843

HAL Id: tel-01424843

<https://theses.hal.science/tel-01424843>

Submitted on 10 Jan 2017

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 L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

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

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

Thomas JAQUIER

Thèse dirigée par **Jean-Luc ACHARD**

préparée au sein du

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

Hydroliennes à flux transverse : Développement d'un prototype HARVEST en canal

Thèse soutenue publiquement le **13 décembre 2011**,
devant le jury composé de :

M., Christophe, CORRE

Professeur des Universités, G-INP de Grenoble, Président du jury

M., François, LUSSEYRAN

Chargé de Recherche CNRS, LIMSIS à Orsay, Rapporteur

M., Guy, CAIGNAERT,

Professeur des Universités, ENSAM de Lille, Rapporteur

Mme, Sanda-Carmen, GEORGESCU

Maître de conférences, UPB à Bucarest (Roumanie), Examineur

M., Jean-François, DHEDIN

Chef de projet, EDF R&D à Châtou, Membre du jury

M., Jean-Luc, ACHARD

Directeur de Recherche CNRS, LEGI à Grenoble, Membre du jury



Remerciements

La présente thèse a été financée et encadrée par EDF R&D, sous la responsabilité de Jean-François Dhédin, et réalisée au sein du Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels de Grenoble (LEGI), sous la direction scientifique de Jean-Luc Achard. Une partie du travail a également été réalisée au Centre d'Ingénierie Hydraulique EDF du Bourget du Lac, sous la direction de Laurent Terme et de Philippe Gauvin.

Tout d'abord, j'exprime mes plus sincères remerciements à mon directeur de thèse, Jean-Luc Achard, pour m'avoir accompagné durant ces trois années et m'avoir fait profiter de ses compétences scientifiques et de ses qualités humaines. Il est l'inventeur du concept HARVEST, le responsable du programme de recherche associé, et bientôt le conseiller scientifique de la société Hydroquest qui va industrialiser le concept ! Au-delà du travail scientifique, nous avons vécu ensemble une très belle aventure humaine qui fut très agréable à partager.

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. Leur travail d'expertise a contribué à l'amélioration du manuscrit final.

Je remercie vivement EDF d'avoir financé cette thèse CIFRE ainsi que les moyens expérimentaux associés. Mon responsable scientifique d'EDF R&D, Jean-François Dhédin, a été très présent tout au long de ma thèse et m'a beaucoup appris sur la gestion de projets, le management et les relations recherche – industrie. Je le remercie pour son aide et la confiance qu'il m'a accordée. Je remercie également son prédécesseur, Cyrille Abonnel, pour avoir été l'initiateur de l'industrialisation du projet HARVEST côté EDF et pour m'avoir recruté pour réaliser cette thèse.

Je désire également remercier les collègues du Centre d'Ingénierie Hydraulique EDF du Bourget du Lac : Laurent Terme, Nicolas Gérard, Jean-Jacques Hérou, Véronique Jantet et Philippe Gauvin. Je remercie en particulier Philippe pour son soutien et sa collaboration. Ses idées et son expérience industrielle m'ont permis d'avancer dans la bonne direction. Les objectifs de cette thèse n'auraient pas pu être atteints sans son aide.

Je remercie profondément Jeronimo Zanette pour la qualité de la collaboration que nous avons eue durant cette thèse. Il m'a beaucoup appris sur le calcul numérique, hydraulique et mécanique, et a largement contribué à la réussite des expérimentations réalisées sur le prototype. Ce fut un plaisir de travailler à ses côtés.

Mes remerciements vont également à tous les collègues du projet HARVEST pour la qualité de leur collaboration et leurs qualités humaines : Alexandre Thellier, Matthieu Hauck, Nicolas Dellinger, Sylvain Antheaume, Ervin Amet, Ané Mentxaka, Vivien Aumelas, Jonathan Bossard, Thierry Maitre, Christian Pellone, Jean-Pierre Franc et Michel Riondet.

Enfin, pour terminer, je souhaite dédier ma thèse à mon défunt grand-père, opa Fritz. Il m'a toujours soutenu dans les études et aurait été heureux de me voir devenir docteur.

Table des matières

Table des matières	5
Introduction	11
1. Les hydroliennes fluviales	17
1.1 Quelques définitions	17
1.1.1 Principe de fonctionnement des hydroliennes	17
1.1.1.1 Transformation de l'énergie cinétique	17
1.1.1.2 Des turbines fonctionnant dans l'eau	19
1.1.1.3 Des turbines fonctionnant sans génie civil	21
1.1.2 Puissance exploitable, contournement et surface libre	21
1.2 Les cours d'eau visés pour l'installation des hydroliennes fluviales	23
1.2.1 Définition des « Eaux Intérieures »	23
1.2.2 Les canaux hydrauliques	24
1.2.3 Les fleuves et rivières	25
1.2.4 Les estuaires	27
1.2.5 Synthèse comparative	28
1.3 Impact des hydroliennes	29
1.3.1 Perte de charge engendrée par une hydrolienne sur la ligne d'eau	29
1.3.2 Impact sur la faune	31
1.3.3 Impact sur la navigation	31
1.4 Les technologies d'hydroliennes fluviales	32
1.4.1 Les hydroliennes à flux axial	33
1.4.1.1 Verdant Power (USA)	33
1.4.1.2 Free Flow Power (USA)	34
1.4.1.3 RER (Canada)	35
1.4.1.4 Tocardo (Pays-Bas)	35
1.4.2 Les hydroliennes à flux transverse	36
1.4.2.1 New Energy Corporation (Canada)	36
1.4.2.2 Water Power Industries (Norvège)	36
1.4.2.3 Instream Energy (Canada)	36
1.4.2.4 Ocean Renewable Power Company (USA)	37
1.4.3 Les hydroliennes mues par les forces de trainée	38
1.4.3.1 La roue à aube Hydro-Gen de la société Aquaphile (France)	38
1.4.3.2 La turbine d'Ecocinetic	38
2. Le convertisseur HARVEST	39
2.1 La turbine du convertisseur HARVEST	39
2.1.1 Quelques prédécesseurs	39
2.1.1.1 La turbine Darrieus	39
2.1.1.2 La turbine Gorlov	42
2.1.2 Les caractéristiques de la turbine ACHARD	44
2.2 La tour HARVEST	47

2.2.1	Architecture de la tour HARVEST	47
2.2.2	Avantages de la tour HARVEST	48
2.2.2.1	Performances	48
2.2.2.2	Annulation des efforts transverses et qualité du sillage	49
2.2.2.3	Modularité du système	49
2.2.2.4	Facilité d'intégration de la génératrice électrique	50
2.2.2.5	Occupation optimale de la section d'exploitation du flux.....	51
2.3	Systèmes de fixation	52
2.3.1	Hydrolienne fixée à un pieu	54
2.3.2	Hydrolienne posée au fond avec une fondation gravitaire.....	55
2.3.3	Hydrolienne fixée à un radier ancré.....	55
2.3.4	Hydrolienne fixée par le haut depuis une barge flottante	56
3.	Conception de la turbine ACHARD	61
3.1	Paramètres descriptifs des turbines à flux transverse.....	61
3.1.1	Les repères utilisés	62
3.1.2	Définition des paramètres géométriques	64
3.1.2.1	Allure générale et dimensions globales.....	64
3.1.2.2	Solidité S	65
3.1.2.3	Angle d'enroulement γ ou flèche	65
3.1.2.4	Rapport d'effilement Λ	65
3.1.2.5	Profil des pales et mode de projection sur le cercle de rotation	66
3.1.2.6	Éléments de liaison pale-arbre	67
3.1.2.7	Génération automatique de pales de turbines	67
3.1.3	Définition des paramètres hydrodynamiques.....	68
3.1.3.1	Nombre de Reynolds	68
3.1.3.2	Paramètre d'avance ou vitesse spécifique λ	69
3.1.3.3	Angle d'incidence ou angle d'attaque	69
3.1.3.4	Coefficients de force, couple et puissance	71
3.1.3.5	Intensité turbulente	73
3.1.3.6	Nombre de cavitation.....	73
3.1.4	Décrochage dynamique.....	74
3.1.4.1	Le cas des profils oscillants.....	74
3.1.4.2	Le cas des turbines à flux transverse	76
3.1.5	Paramètres et performances.....	79
3.2	Optimisation des efforts réguliers	80
3.2.1	Profil de pale.....	80
3.2.2	Flèche	81
3.2.3	Optimisation de la solidité.....	84
3.3	Diminution de la trainée d'interférence du raccordement bras-pale	86
3.4	Diminution des tourbillons de bout d'aile	88
3.4.1	Les anneaux.....	88
3.4.2	Confinement axial.....	89
3.4.3	Les winglets	90
3.5	Amélioration de l'auto-démarrage et de l'uniformisation du couple moteur.....	93
4.	Caractérisation expérimentale de la turbine du convertisseur HARVEST	99
4.1	Etudes expérimentales de turbines à flux transverse disponibles dans la littérature.....	99

4.2	<i>Présentation des moyens d'essais du LEGI</i>	105
4.2.1	Circuit hydraulique et tunnel hydrodynamique du LEGI	105
4.2.2	Dispositif expérimental de mesure : balance d'efforts à six composantes.....	106
4.2.3	Principes de mesure	107
4.2.3.1	Génératrice électrique.....	107
4.2.3.2	Capteurs piézoélectriques	109
4.3	<i>Résultats expérimentaux</i>	110
4.3.1	Maquette Achard à pales droites	111
4.3.2	Maquette Achard à pales en V	111
4.3.3	Maquette Achard avec traînée d'interférence réduite	112
4.3.4	Maquette Achard avec traînée de bout d'aile réduite.....	113
4.3.5	Bilan des essais	113
5.	Optimisation numérique de la turbine carénée du convertisseur HARVEST ...	115
5.1	<i>Les carénages du convertisseur HARVEST</i>	116
5.1.1	Intérêt des carénages hydrodynamiques	116
5.1.2	Paramètres géométriques définissant les carénages hydrodynamiques.....	117
5.1.2.1	Etrave centrale	117
5.1.2.2	Carénages latéraux	119
5.2	<i>Choix de modélisation URANS de l'écoulement fluide</i>	120
5.2.1	Approches bidimensionnelles vs tridimensionnelles	120
5.2.2	Survol des études numériques de type URANS bidimensionnelles des turbines à flux transverse.....	121
5.2.3	Modèles de turbulence	123
5.2.4	Modèles URANS et volumes finis : principales étapes de calcul	123
5.2.5	Choix des outils informatiques	124
5.3	<i>Mise en œuvre du modèle numérique bidimensionnel</i>	124
5.3.1	Domaine de calcul et maillage	125
5.3.1.1	Maillage de la région fixe (stator).....	126
5.3.1.2	Maillage de la région mobile (rotor).....	127
5.3.1.3	Interface stator / rotor	129
5.3.1.4	Détermination des paramètres de la couche limite turbulente	129
5.3.2	Conditions aux limites	130
5.3.3	Convergence temporelle	131
5.3.3.1	Nombre d'itérations stationnaires	131
5.3.3.2	Nombre de sous-itérations dans un pas de temps	131
5.3.3.3	Nombre de tours et pas de temps de calcul.....	132
5.3.3.4	Méthode de convergence du couple moteur	132
5.3.3.4.1	<i>Convergence simple</i>	132
5.3.3.4.2	<i>Convergence progressive</i>	133
5.3.3.4.3	<i>Convergence progressive avec critère d'arrêt</i>	136
5.3.4	Convergence spatiale	137
5.3.4.1	Taille du domaine	137
5.3.4.2	Taille des éléments	137
5.4	<i>Analyse de la turbine non-carénée</i>	138
5.4.1	Structures vorticitaires	138
5.4.2	Champs de vitesse	140

5.4.3	Performances	141
5.5	<i>Influence des carénages sur l'écoulement</i>	141
5.5.1	Carénages latéraux	141
5.5.2	Etrave centrale	143
5.6	<i>Analyse de la turbine carénée</i>	143
5.6.1	Structure vorticitaires.....	143
5.6.2	Champs de vitesse	145
5.6.3	Performances	146
5.6.4	Nombre de Reynolds	146
5.7	<i>Pistes d'amélioration des carénages latéraux</i>	147
5.7.1	Modification du profil.....	148
5.7.2	Modification de la corde	148
5.7.3	Modification de l'angle d'incidence	148
6.	Conception et réalisation du prototype HARVEST pour le projet ETHIC	153
6.1	<i>Présentation du projet ETHIC</i>	153
6.1.1	Site d'installation : canal d'aménée de Pont de Claix	153
6.1.2	Conception de la plateforme d'essai.....	155
6.1.3	Protocole de mise à l'eau	158
6.2	<i>Conception et fabrication du prototype</i>	159
6.2.1	Structure de maintien.....	160
6.2.2	Colonnes de turbines.....	160
6.2.3	Carénages	161
6.2.4	Générateurs électriques	161
6.3	<i>Dimensionnement du prototype</i>	162
6.3.1	Choix de modélisation du comportement solide	163
6.3.1.1	Interaction fluide-structure : choix du couplage faible	163
6.3.1.2	Etat de l'art des études de type structurel réalisées sur des turbines à flux transverse.....	164
6.3.1.3	Elasticité linéaire et éléments finis : principales étapes de calcul.....	165
6.3.1.4	Outils informatiques mis en œuvre.....	166
6.3.1.5	Chargements utilisés	167
6.3.2	Dimensionnement des turbines	168
6.3.2.1	Modèles éléments finis	168
6.3.2.2	Application des chargements hydrodynamiques et centrifuges	169
6.3.2.3	Calcul de la répartition des contraintes.....	170
6.3.2.3.1	<i>Méthode utilisée pour le prototype</i>	170
6.3.2.3.2	<i>Méthode à utiliser pour le dimensionnement à la fatigue</i>	172
6.3.2.3.3	<i>Méthode à utiliser pour les pales en V</i>	172
6.3.3	Dimensionnement de l'hydrolienne complète.....	174
6.3.3.1	Construction du maillage.....	174
6.3.3.2	Conditions limites	176
6.3.3.3	Chargements	177
6.3.3.4	Dimensionnement statique	177
6.3.3.4.1	<i>Mise en tension des tirants - précontrainte de la structure</i>	177
6.3.3.4.2	<i>Calculs en charge</i>	178
6.3.3.5	Dimensionnement dynamique	180
6.3.3.5.1	<i>Fréquences d'excitation</i>	180

7. Essais du prototype HARVEST sur la plateforme d'essai du projet ETHIC	183
7.1 Instrumentation de la plateforme d'essai	183
7.1.1 Capteurs hydrauliques à effet DOPPLER	183
7.1.1.1 Capteur acoustique mobile ADCP (Acoustic Doppler Current Profiler).....	184
7.1.1.2 Capteur acoustique fixe ARGONAUT SW.....	186
7.1.2 Capteurs mécaniques	188
7.1.2.1 Jauges de déformation pour la mesure des efforts.....	188
7.1.2.2 Accéléromètres pour la mesure des fréquences propres de la structure	188
7.1.2.3 Accéléromètres pour la mesure des fréquences propres des carénages.....	188
7.1.3 Capteurs électriques.....	189
7.2 Premiers résultats expérimentaux	190
7.2.1 Objectifs des essais.....	190
7.2.1.1 Caractérisation de l'écoulement amont	190
7.2.1.2 Mesure de performance en conditions optimales	191
7.2.1.3 Mesure de performance avec un défaut d'orientation de l'hydrolienne.....	192
7.2.1.4 Vitesse d'eau permettant l'auto-démarrage des turbines	192
7.2.1.5 Mesure du champ de vitesse autour de l'hydrolienne et du ressaut local	192
7.2.2 Résultats obtenus avec l'hydrolienne carénée	194
7.2.2.1 Performances globales	194
7.2.2.2 Comparaison avec les résultats numériques.....	197
7.2.2.3 Impact de l'hydrolienne.....	198
7.2.3 Résultats obtenus avec l'hydrolienne sans carénage.....	199
7.2.3.1 Performances globales	199
7.2.3.2 Comparaison avec les résultats numériques.....	200
Conclusions et perspectives	203
A. Types de modélisations fluides envisageables.....	209
B. Hydroliennes en mer	215
B.1 La ressource.....	215
B.2 Les concepts d'hydroliennes marines en développement.....	217
B.3 Description de quelques projets avancés	223
B.3.1 SEAFLOW et SEAGEN de MCT (www.marineturbines.com).....	223
B.3.2 Open Center Turbine d'OpenHydro Group Ltd (www.openhydro.com).....	224
B.3.3 Projet Marénergie de Sabella SAS (www.sabella.fr)	225
B.3.4 Turbine Davis de Blue Energy Inc. (www.bluenergy.com)	226
B.3.5 Turbine Kobold de Ponte di Archimede (www.pontediarchimede.com).....	226
B.3.6 Turbine Gorlov de Lucid Energy Technologies (www.lucidenergy.com).....	227
B.3.7 Projet Stingray d'IHC Engineering Business Ltd (www.engb.com).....	228
B.3.8 Projet VIVACE de Vortex Hydro Energy (www.vortexhydroenergy.com)	229
C. Marinisation du concept HARVEST	231
C.1 Hydroliennes constituées d'étages de turbine autonomes	231
C.2 Orientation de l'hydrolienne	233
C.3 La structure d'assise, l'installation et la maintenance	234

D. Fluid/Structure Interaction and Dynamic Response of vertical axis water turbines 237

Bibliographie..... 247

Thèse de Doctorat de l'Université de Grenoble 258

Introduction

La question énergétique est d'envergure mondiale. Elle prend aujourd'hui une acuité particulière avec l'arrivée, dans le circuit des échanges, de pays très peuplés comme la Chine, l'Inde, l'Indonésie, ou le Brésil, très fortement demandeurs. Dans ce contexte, la raréfaction des ressources fossiles non renouvelables, leur inégale répartition géographique et les tensions qui en résultent sur les prix font de la question énergétique un enjeu de développement majeur. A ces considérations géopolitiques et économiques s'ajoute désormais la reconnaissance de l'impact des activités humaines sur le changement climatique, et notamment des modes de production et de consommation d'énergies fossiles, fortement émetteurs de gaz à effet de serre. Le changement climatique influence fortement la politique énergétique et devient désormais un fondement essentiel de la réflexion, de l'analyse et de l'action. De ce constat résulte un certain nombre d'enjeux stratégiques : maîtrise de la demande en énergie, diversification du bouquet énergétique, développement des énergies renouvelables, réduction des émissions de gaz à effet de serre, etc.

Dans ce contexte, les hydroliennes font partie des énergies innovantes qui intéressent le groupe EDF pour la diversification de l'origine de la production d'électricité d'origine renouvelable. A ce jour, très peu de systèmes hydroliens sont industriels, et EDF a décidé de s'impliquer dans plusieurs projets de démonstration, avec divers degrés de maturité, afin d'encourager le déploiement de ces systèmes innovants. L'un d'entre eux est fondé sur le concept HARVEST (Hydrolienne à Axe de Rotation VERTICAL STabilisé) et le programme de recherches associé, lancé en 2001 par Jean-Luc Achard du Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels (LEGI). Ce programme de recherche concerne les systèmes convertisseurs d'énergie cinétique des courants fluviaux et marins et a pour objectif le développement de parcs d'hydroliennes utilisant des turbines à flux transverse à axe vertical.

Alors qu'en l'état actuel de l'art, les hydroliennes utilisent majoritairement des turbines à flux axial dont l'axe est horizontal, de grande taille, l'hydrolienne HARVEST est constitué de plusieurs turbines à flux transverse à axe vertical, de petite taille, insérées de sorte à former deux colonnes contrarotatives, montées dans une structure de maintien carénée. Des génératrices à aimants et entraînement direct sont placées en extrémité de chaque colonne. Les carénages ont des profils d'aile d'avion pour accélérer l'eau circulant au sein des turbines et augmenter la production électrique. Les deux colonnes munies de leur « environnement », carénages et structure de maintien, forme l'hydrolienne HARVEST, aussi appelée « tour bi-colonnes ». Un parc est constitué de plusieurs hydroliennes juxtaposées et fixées par leurs bases inférieures à un ancrage ou par leur base supérieure à une barge flottante. En jouant sur le nombre d'étages de chaque hydrolienne, il est possible de s'adapter à la hauteur d'eau disponible, et en les juxtaposant convenablement, d'aboutir à une exploitation rationnelle des gisements. Ce procédé présente l'avantage de comporter des structures légères et modulables, qui favorisent l'installation et la maintenance. Dix brevets

internationaux protègent la turbine elle-même, l'hydrolienne complète et sa configuration « tour bi-colonnes », la fixation, le contrôle-commande électrique, l'installation et la maintenance.

Depuis 2006, EDF soutient financièrement le programme en collaboration avec Grenoble-INP. L'objectif d'EDF est de démontrer l'intérêt du concept HARVEST, et de pouvoir ensuite le proposer à un industriel capable de fabriquer les machines, EDF se positionnant alors comme un potentiel client de ce constructeur. Il est vrai que développer un concept novateur d'hydrolienne peut paraître surprenant de la part d'un exploitant électrique comme EDF, mais cela montre la volonté du groupe à encourager activement le développement de ce type d'énergie alternative avec l'espoir, à terme, d'intégrer ces énergies sur son parc de production et d'en augmenter la proportion d'énergies renouvelables.

L'objet de ce doctorat, centré sur le convertisseur HARVEST, était de réaliser et de tester un prototype HARVEST complet, à une échelle représentative, afin de valider le fonctionnement du système dans son ensemble. Les travaux réalisés apparaissent à la fois comme une continuation des travaux fondamentaux antérieurs conduits par les laboratoires universitaires et comme une étape essentielle de l'industrialisation du concept.

En effet, les objectifs de la thèse étaient doubles :

- Il s'agissait d'abord d'intégrer dans le prototype l'ensemble des résultats issus des travaux expérimentaux et numériques menés au sein des laboratoires depuis 2001 : nouveaux dessins de turbines à flux transverse, choix des matériaux et des modes de fabrication, étude du comportement vibratoire, génération électrique et contrôle coordonné des deux colonnes de turbines, etc. Cette intégration allait bien au-delà d'une prise en compte des résultats déjà acquis et validés : il s'agissait de développer un travail novateur de conception et de calculs numériques de la tour bi-colonnes dans son ensemble.
- Il fallait ensuite concevoir et réaliser un prototype de tour bi-colonnes HARVEST, avec quatre étages, puis en valider le fonctionnement. La dimension typique des turbines a été choisie à 50 cm et le prototype, instrumenté comme peut l'être un moyen d'essai de laboratoire, devait être plongé dans un canal EDF à ciel ouvert de huit mètres de large et quatre mètres de profondeur. Les essais du prototype en canal devaient permettre des mesures variées et représentatives du fonctionnement du système, avec notamment l'influence des carénages. L'incidence sur la performance devait en particulier être testée et la structure de l'écoulement (effet d'entonnement en amont, structure du sillage en aval), être scrutée.

Ce doctorat s'insère dans un contexte de transfert industriel, auquel le doctorant a pris part activement. Durant la thèse, l'ensemble du dispositif HARVEST a été étudié, en mettant en œuvre des outils à la fois numériques et expérimentaux, pour certains développés intégralement et pour d'autres hérités des travaux de recherche antérieurs.

Le mémoire de thèse se compose de trois parties principales, comportant respectivement deux, trois et deux chapitres ; il contient en outre quatre annexes.

La première partie présente le contexte de ce doctorat, en présentant les applications visées et les caractéristiques générales du convertisseur HARVEST.

Le premier chapitre est un état de l'art sur les hydroliennes dite « fluviales », par opposition aux hydroliennes « marines ». En effet, si de nombreux rapports, thèses ou articles internationaux concernent les hydroliennes marines, peu de littérature existe en revanche sur les applications fluviales. Ce sont pourtant les applications les plus accessibles et celles qui seront le plus rapidement exploitables par le convertisseur HARVEST. Le sujet même de la thèse, consacré au développement d'un prototype d'hydrolienne en canal, permet d'éprouver, au niveau de son installation par exemple, certaines solutions techniques futures spécifiquement pour de telles applications et constitue donc une étape préalable naturelle. Le début du chapitre introduit les principes de fonctionnement des hydroliennes, ainsi que les principales notions physiques. Ensuite les différents sites d'implantation possibles pour l'exploitation des hydroliennes sont répertoriés, avec les avantages et inconvénients, ainsi que l'impact que produisent ces turbomachines. Enfin, les principales technologies d'hydroliennes fluviales en développement dans le monde sont décrites.

Le deuxième chapitre de la thèse est consacré à la présentation du convertisseur HARVEST. Le niveau le plus élémentaire est celui de la turbine ; cette dernière est située par rapport à l'existant et certaines filiations sont mentionnées. On passe ensuite à la description de la tour HARVEST, de son architecture et de tous les avantages qui découlent de cette architecture originale. Enfin, on aborde les différentes stratégies de fixation de la turbomachine, cette fixation pouvant être effectuée par le haut ou par le bas.

La deuxième partie décrit l'ensemble des travaux de conception, conduits sur le plan de l'hydrodynamique, ayant servi à l'élaboration du prototype.

Dans cette partie, le troisième chapitre propose des améliorations du dessin initial de la turbine et expose les raisonnements qui y ont conduit. La première partie du chapitre rappelle les particularités de fonctionnement d'une hydrolienne à flux transverse et met en évidence les difficultés souvent associées à l'étude de ce type de machine. Les principes globaux des turbines à flux transverse sont présentés avec notamment le phénomène de décrochage dynamique des pales durant la rotation. Ce chapitre présente également l'ensemble des paramètres géométriques et hydrodynamiques des turbines développées au sein du projet HARVEST, en analysant l'influence de ces paramètres sur les performances de la turbine. Enfin, des formes de pales innovantes sont proposées pour diminuer les phénomènes tridimensionnels, source de perte de rendement. Ces travaux de conception de l'hydrolienne ont donné lieu à plusieurs brevets d'invention.

Le quatrième chapitre présente tout d'abord un bref survol des études expérimentales de turbines à flux transverse disponibles dans la littérature. Ensuite, il rappelle les résultats

expérimentaux obtenus avec quatre maquettes de turbine testées dans le tunnel hydrodynamique du LEGI. Les caractéristiques générales du tunnel et l'instrumentation développée pour le test des hydroliennes sont issus des travaux de thèse de [Dellinger, 2011]. Ensuite, nous donnons les courbes de performances des quatre maquettes de turbine permettant d'évaluer quantitativement l'intérêt relatif des propositions introduites dans le chapitre trois.

Le chapitre cinq porte quant à lui sur l'optimisation numérique bidimensionnelle de la turbine dans la configuration de la tour HARVEST, c'est-à-dire flanquée de ses carénages et des plaques de séparation entre chaque turbine. Les premières sections présentent les choix de modélisation numérique effectués et les différentes étapes de validation de la modélisation. Ces choix sont issus des précédentes thèses du LEGI, en particulier celle de [Amet, 2009]. Après avoir figé les options numériques, de façon argumentée, des simulations originales des différentes configurations de tours sont entreprises ici. Plusieurs résultats de simulation sont présentés, avec ou sans carénage. La visualisation des champs de vitesse et des structures vorticitaires est très importante pour la compréhension des phénomènes physiques associés aux carénages. L'analyse des coefficients de performance permet de choisir les meilleurs carénages. En fin de chapitre, des pistes d'amélioration de la géométrie des carénages sont proposées.

Enfin, la troisième partie rapporte les réalisations effectuées véritablement dans le cadre du projet ETHIC (Essais de Tours d'Hydroliennes Isodynamiques en Canal). Elle est consacrée au dimensionnement du prototype en canal, à sa réalisation, à son installation et enfin à l'instrumentation et à l'analyse des essais réalisés.

Le chapitre six présente tous les aspects des travaux de mise au point du prototype et de la plateforme d'essai. Il est particulièrement focalisé sur les études numériques de dimensionnement structurel des turbines et de la structure de maintien. Cet aspect avait revêtu une importance secondaire par rapport aux aspects hydrodynamiques dans la conception de la turbomachine de la deuxième partie. Mais en se rapprochant via ce prototype de la réalisation de la turbomachine finale, que ce soit au niveau du changement d'échelle ou de l'intégration de tous les composants en un seul système, l'aspect structurel repasse au premier plan pour des raisons évidentes : il faut que l'hydrolienne résiste ! Cependant, il est clair que dans le futur, les problèmes de fatigue prendront de surcroît de l'importance et dans cette perspective, les travaux présentés ici pourront servir de base aux travaux futurs.

Le chapitre sept présente l'instrumentation utilisée et les premiers résultats obtenus avec deux configurations de tours d'hydrolienne testées sur la plateforme d'essai.

Avant de refermer ce mémoire, des conclusions d'ordre scientifique et technologique établissent un bilan qualitatif des études de conception menées, des résultats expérimentaux obtenus, et de la validité des simulations numériques. Enfin, une ouverture sur les possibilités d'industrialisation du convertisseur HARVEST est proposée.

Première partie

1. Les hydroliennes fluviales

1.1 Quelques définitions

1.1.1 Principe de fonctionnement des hydroliennes

1.1.1.1 Transformation de l'énergie cinétique

Le principe de fonctionnement des hydroliennes est identique à celui des éoliennes, c'est-à-dire extraire l'énergie cinétique d'un fluide en mouvement pour la transformer en énergie mécanique, par la mise en mouvement d'éléments mobiles, puis en énergie électrique via une génératrice. Il existe aujourd'hui un foisonnement de concepts pour convertir l'énergie des courants : plus de 50 recensés en 2009 par le site du Département Américain de l'Énergie [U.S. Department of Energy, 2009], alors qu'il en existait cinq en 2003, selon l'Agence Internationale d'Énergie. Cinq familles, à l'intérieur desquelles on peut ranger l'essentiel des hydroliennes existantes, vont être brièvement présentées dans les paragraphes suivants : trois mettent en jeu une énergie mécanique de rotation (turbines) et deux autres, plus singulières, une énergie mécanique de translation oscillante :

a) Turbines à flux axial mues par les forces de portance : Il s'agit d'hélices entraînées par les forces de portance dont l'axe de rotation est parallèle au flux incident (figure 1-1). Ces turbines sont dites aussi horizontales, comme leur axe de rotation. C'est la technologie la plus répandue car elle provient de la transposition pour les courants des éoliennes classiques. La turbine doit être face à l'écoulement pour atteindre un rendement optimal. Si la direction du courant est variable, un système d'orientation doit être utilisé pour améliorer la performance de la turbine. La vitesse de rotation des pales est régulée afin d'optimiser l'énergie produite en fonction de la vitesse du courant incident. Une génératrice récupère directement le couple fourni par l'axe de rotation de la turbine.

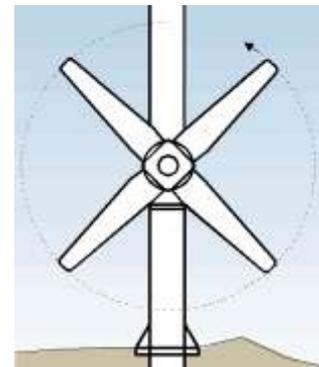


Figure 1-1. Turbine à flux axial

b) Turbines à flux transverse mues par les forces de portance : Composée de pales entraînées par les forces de portance autour d'un axe de rotation perpendiculaire au flux incident (figure 1-2), ces turbines sont dites aussi verticales lorsque l'axe de rotation se trouve perpendiculaire au sol. Cependant, cet axe peut aussi être horizontal dans certaines applications particulières. Les turbines à flux transverse sont moins nombreuses, à la suite peut-être de problèmes mécaniques vibratoires observés lors des essais des premières éoliennes de ce type. Un des avantages des turbines à flux

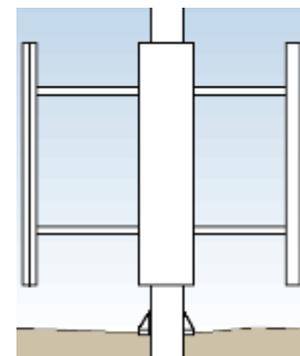


Figure 1-2. Turbine à flux transverse

transverse est l'insensibilité au sens de l'écoulement, ce qui ne contraint pas d'orienter la turbine suivant les changements de direction de l'écoulement. Comme pour les turbines à flux axial, la vitesse de rotation est contrôlée en fonction de la vitesse du courant incident pour maximiser la performance. La puissance récupérée sur l'arbre est convertie directement par une génératrice, qui peut être partagée par plusieurs turbines empilées.

c) 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 angulaire. Dans le cas des roues à aubes, composées de pales planes (figure 1-3), 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 le cas des turbines de type Savonius (figure 1-4), du nom de son inventeur finnois Sigurd J. Savonius qui l'a brevetée en 1929 [Savonius, 1929], la rotation est créée par deux ou plusieurs godets demi-cylindriques légèrement désaxés. A cause de sa surface concave, la traînée affectant le godet qui descend au vent est plus grande que celle affectant le godet 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.

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 idéales 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. Les avantages de la turbine Savonius sont la robustesse, l'insensibilité à l'orientation angulaire et l'auto démarrage à faible vitesse d'écoulement.

d) Aile oscillante : Ce convertisseur fonctionne à l'image du mouvement de la queue des mammifères marins (figure 1-5). Les bords d'attaque d'une ou plusieurs ailes immergées à plans parallèles sont disposés face au courant. L'angle d'attaque des ailes est réglé de telle façon que leur portance soit maximale et reste dans le même sens que le mouvement. Des vérins hydrauliques amortissent leur mouvement de va-et-vient en comprimant de l'huile dans un réservoir haute pression. L'huile est turbinée dans un moteur hydraulique qui entraîne une

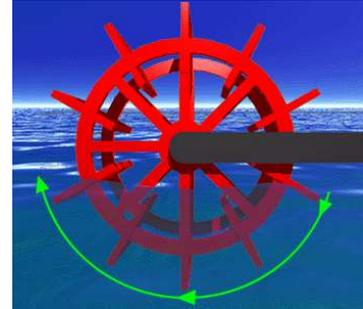


Figure 1-3. Roue à aubes mue par les forces de traînée

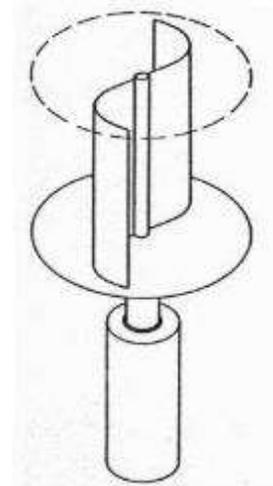


Figure 1-4. Turbine Savonius



Figure 1-5. Aile oscillante.
Source : IHC Engineering Business Ltd

génératrice électrique à vitesse variable. L'angle d'attaque des ailes nécessite d'être optimisé en continu durant les oscillations pour maximiser la récupération d'énergie.

e) Résonance induite par des lâchers tourbillonnaires

de Bénard-Von-Karman: De tels lâchers périodiques apparaissent en aval de corps massifs plongés dans des écoulements suffisamment intenses. Si la fréquence de ces lâchers se trouve coïncider avec une fréquence propre de la structure maintenant le corps massif, celle-ci entre alors en résonance et devient soumise à des déformations ou à des déplacements importants (figure 1-6). Ces lâchers peuvent ainsi causer des dommages sur les plates-formes pétrolières et les structures côtières, par les courants les plus lents de l'océan. Inversement

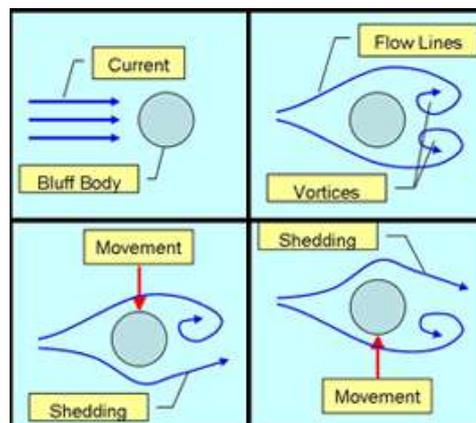


Figure 1-6. Résonance induite par des lâchers tourbillonnaires

dans le projet VIVACE (Vortex Induced Vibrations for Aquatic Clean Energy), M. Bernitsas de l'Université du Michigan a cherché à amplifier ces déplacements pour produire une énergie mécanique de translation de sorte qu'elle soit ensuite transformée en électricité. D'après son inventeur, c'est le seul convertisseur à pouvoir exploiter des vitesses très faibles (inférieures à 1 m/s).

En général, tous ces convertisseurs exigent un système de fixation au fond de la mer qui peut se révéler coûteux à installer. Une autre contrainte, qui n'est pas spécifique aux hydroliennes, est l'acheminement du courant électrique sur le continent via un câble, posé sur le sol marin ou ensouillé. Il peut également, à cause de l'éloignement de la côte, entraîner des coûts considérables.

Dans la suite de ce mémoire, les seuls convertisseurs qui seront considérés seront des turbines mues par les forces de portance.

1.1.1.2 Des turbines fonctionnant dans l'eau

La puissance d'une turbine, éolienne ou hydrolienne, soumise à un vent ou plongée dans un courant, dépend de la masse volumique du fluide considéré, de la dimension du rotor, de la vitesse de l'écoulement incident au cube et du rendement du convertisseur (cf. section 1.1.2).

La masse volumique de l'eau est environ 800 fois plus grande que celle de l'air. De ce fait, même si les vitesses de l'écoulement incident sont plus petites dans l'eau (typiquement 5 fois moins), la puissance récupérée avec un rotor de taille fixée est bien supérieure avec les courants hydrauliques.

Par conséquent, pour la même puissance fournie, une

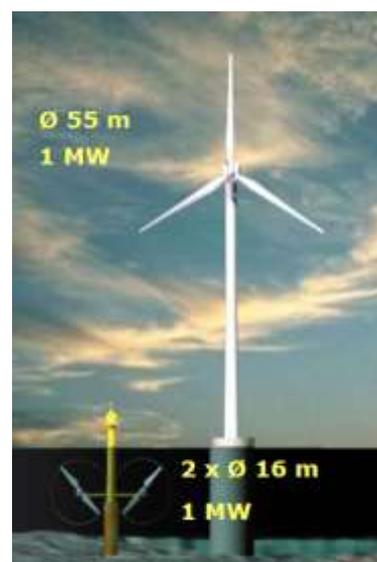


Figure 1-7. Tailles d'une éolienne et hydrolienne de même puissance. Source : [Jourden, et al., 2009].

hydrolienne a une taille plus petite qu'une éolienne (figure 1-7) et une vitesse tangentielle en bout de pale beaucoup plus faible que celle d'une éolienne. Une autre conséquence de la différence de densité des fluides est l'inversion de l'importance relative des chargements qui s'exercent sur une pale entre ceux qui résultent de la force centrifuge et ceux qui résultent de l'écoulement. Dans l'eau, les efforts hydrodynamiques augmentent tandis que les forces centrifuges diminuent. On comprend de ce fait des différences notables entre les cahiers de charges des machines dans l'eau et dans l'air. Dans l'eau, les hydroliennes doivent être de conception très robuste pour fonctionner en immersion et résister aux chocs avec des débris. Dans l'air, et dans le cas particulier des turbines à flux transverse, permettre aux pales d'encaisser les forces centrifuges est primordial, d'où la forme troposkienne (corde à sauter) adoptée par certaines éoliennes de type Darrieus et l'emploi de matériaux composites légers.

Un avantage majeur dont disposent les hydroliennes vis-à-vis des éoliennes est la prédictibilité de la production. Les marées, et à un degré moindre les courants marins et fluviaux, ont des vitesses qui peuvent être prédites très longtemps à l'avance. Les marées en particulier résultent d'une part de forces gravitationnelles entre la terre et le couple lune - soleil et d'autre part de forces centrifuges dues à la rotation de la terre, toutes ces forces ayant des effets très déterministes. Le régime des vents dont l'origine est le flux solaire, garde en revanche un caractère aléatoire ; notons que l'énergie houlomotrice qui dépend des vents souffre également de cet inconvénient. La ressource hydrolienne peut donc être gérée plus facilement dans un réseau électrique et les structures de maintien des convertisseurs n'ont pas à être dimensionnées pour des événements exceptionnels, correspondant à des pics de vitesse de courant très supérieures à la vitesse nominale ; les coûts de fabrication s'en trouvent réduits. Enfin, une notion un peu différente est la meilleure disponibilité temporelle de la ressource. Ce paramètre, appelé facteur d'utilisation ou facteur de charge, sera de l'ordre de 30% – 40% pour les turbines exploitant les courants de marée et jusqu'à 80% pour les courants fluviaux réguliers, à comparer à un facteur de 20% à 30% pour les éoliennes.

Dans le cadre d'une exploitation éolienne, les turbines à flux transverse sont souvent associées à trois inconvénients qui leur ont fait préférer les turbines à flux axial, actuellement répandues pour les parcs à grande puissance, à la fois sur les sites terrestres et off-shore. Ainsi, les turbines à flux transverse historiquement mises en œuvre dans un contexte d'exploitation éolienne ne sont pas auto-démarrantes, mécaniquement fragiles car soumises à de fortes vibrations, et enfin leur rendement est plus faible que les turbines à flux axial. Aucun de ces désavantages ne subsiste lors d'un fonctionnement hydrolien. Pour éliminer les deux premiers, il est possible d'empiler des turbines déphasées et/ou de donner aux pales un dessin approprié qui assure notamment l'auto-démarrage conjointement à l'uniformisation du couple. Alliée à cette dernière propriété, l'immersion dans l'eau diminue drastiquement les amplitudes des vibrations à cause de l'augmentation importante de l'amortissement structurel. Concernant le rendement, les développements réalisés récemment sur les turbines à flux transverse ont permis de rattraper le retard et d'obtenir des performances comparables à celles des turbines à flux axial.

1.1.1.3 *Des turbines fonctionnant sans génie civil*

Les installations hydroélectriques classiques nécessitent un génie civil important, représentant parfois jusqu'à 90% du coût global de l'installation. Il s'agit généralement de barrages ou de centrales au fil de l'eau. Ces installations permettent alors de produire de l'électricité en grande quantité à un coût intéressant sur le long terme. Toutefois, ces installations ne sont pas sans inconvénients :

- L'impact environnemental et visuel est fort et se trouve aujourd'hui, pour certains sites, vivement critiqué.
- L'investissement de base est très important et devra être amorti sur plusieurs dizaines d'années.
- Le temps de construction est de plusieurs années.
- Les risques humains sont à prendre en compte, notamment dans les régions de forte sismicité ou encore dans des pays aux structures étatiques instables.

Dans le cas des hydroliennes au contraire, l'absence de génie civil permet des investissements graduels : il n'y a pas d'effet de seuil correspondant à l'édification d'un barrage. Les premières installations peuvent conduire à des investissements réduits et apporter en outre des retours d'expériences utiles pour les installations à venir. Les coûts de l'énergie peuvent devenir compétitifs rapidement après la mise en œuvre (rentabilité à court terme). L'impact est extrêmement réduit car l'eau circule librement entre les hydroliennes voisines constitutives d'un parc et la faible vitesse de rotation ne représente pas de risque pour la faune aquatique. Leur acceptabilité est donc plus forte. En comparaison de turbomachines hydrauliques classiques, la puissance produite par une hydrolienne est bien moindre mais des puissances importantes peuvent être obtenues en multipliant le nombre de machines.

Compte tenu des coûts de production (turbine élémentaire fabriquée en série) et d'installation envisagés, les hydroliennes se révèlent rentables dans les sites adaptés à leur utilisation, en particulier sur les grands fleuves à courant régulier.

De plus, contrairement aux turbines classiques, les hydroliennes ne nécessitent quasiment pas de chute pour fonctionner ; elles utilisent l'énergie cinétique des courants. Un grand nombre de rivières ou de fleuves peuvent être équipés d'hydroliennes alors qu'ils n'étaient pas adaptés à des installations hydroélectriques classiques à cause de la morphologie du site ou des risques sismiques.

Pour conclure, on peut dire que les hydroliennes ne sont pas en concurrence directe avec l'hydraulique classique mais bien en complémentarité.

1.1.2 *Puissance exploitable, contournement et surface libre*

Comme les éoliennes avec le vent, les hydroliennes exploitent l'énergie cinétique des courants, c'est-à-dire l'énergie liée à la vitesse d'écoulement. Considérons le flux d'énergie cinétique d'un

courant de vitesse V traversant une section S égale au maître couple d'une hydrolienne en l'absence de celle-ci. Ce flux contient une puissance totale qui s'écrit :

$$P_{fluide} = 0,5 \cdot \rho \cdot S \cdot V^3 \quad (1-1)$$

C'est cette puissance P_{fluide} , ou du moins une fraction de cette puissance, que tente de récupérer l'hydrolienne. Cette fraction sera appelée par la suite coefficient de puissance C_p et est définie suivant l'équation ci-dessous :

$$C_p = \frac{P_{électrique}}{P_{fluide}} = \frac{P_{électrique}}{0,5 \cdot \rho \cdot S \cdot V^3} \quad (1-2)$$

Le coefficient C_p tient compte de plusieurs causes de déperdition de puissance, hydraulique, mécanique et électrique. En premier lieu, il dépend évidemment des caractéristiques géométriques de la turbine et donc de sa capacité à extraire l'énergie du flux qui travaille sur les pales.

Par ailleurs, l'hydrolienne constitue une perte de charge singulière placée dans un espace « infini ». Du fait même de sa présence, la turbine déforme les lignes de courant et une partie du flux incident la contourne. Seule une partie centrale du flux incident travaille effectivement en exerçant un effort sur les pales de la turbine. C'est d'ailleurs ce phénomène qui est à l'origine de la théorie de Betz, réduisant le rendement maximal théorique à 59%. Le coefficient de puissance dépend beaucoup des conditions d'installation de l'hydrolienne, en particulier du confinement latéral. En effet, si l'écoulement est confiné (figure 1-8), une partie du fluide qui évitait l'hydrolienne lorsque celle-ci se trouvait dans un espace « infini », ne le peut plus et apporte son énergie cinétique. Observons au passage que dans le cas limite d'une conduite forcée, tout l'écoulement est contraint de traverser la roue, ce qui explique les excellents rendements des machines hydrauliques du type Francis ou Kaplan.

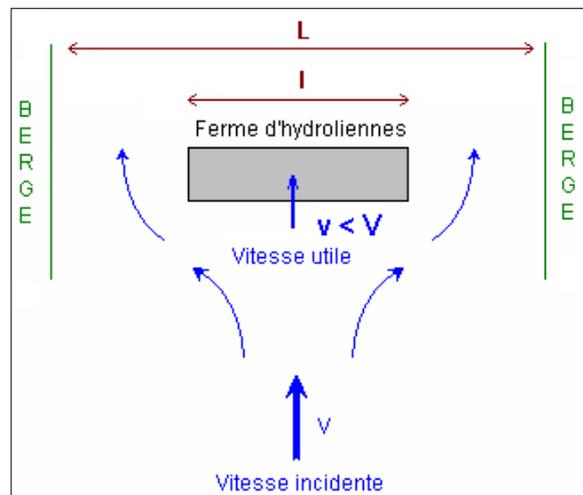


Figure 1-8. Contournement de l'hydrolienne

Le confinement latéral peut être défini par la formule suivante :

$$\varepsilon = \frac{L_{veine\ fluide}}{l_{turbine}} \quad (1-3)$$

Dans les expériences en laboratoire, le confinement est une donnée très importante pour la caractérisation des hydroliennes. En effet, pour des raisons évidentes d'encombrement et de coûts associés, les tests sont réalisés généralement dans des veines fluides dont les frontières trop

rapprochées empêchent d'assimiler l'environnement à un milieu infini. La caractérisation de la turbine conduite dans un tel environnement confiné, souvent mal précisé, devient spécifique et majeure artificiellement, et dans une mesure difficile à appréhender, la puissance récupérée. Or pour comparer les performances des différentes turbines, il est nécessaire de disposer de résultats intrinsèques permettant de conduire une caractérisation de machine en milieu quasi infini.

L'autre paramètre important relatif aux conditions d'installation est la distance du sommet de la machine avec la surface libre. Une partie du flux contourne la machine par le dessus en gonflant localement la surface libre. Ce phénomène constitue une perte de puissance pour l'hydrolienne et peut être limité en respectant une certaine distance avec la surface, de l'ordre du demi-mètre.

1.2 Les cours d'eau visés pour l'installation des hydroliennes fluviales

1.2.1 Définition des « Eaux Intérieures »

Les premières installations visées par le convertisseur HARVEST concernent le domaine des «Eaux Intérieures». Ce domaine, défini juridiquement partout dans le monde, inclut les fleuves, rivières, canaux et estuaires. Il signifie en quelque sorte «partout sauf en pleine mer». Juridiquement, la limite des eaux intérieures est définie par la «Ligne de Base» dont la définition est issue de la Convention des Nations Unies sur le droit de la mer, signée à Montego Bay le 10 décembre 1982. Cette convention remplace, pour les États parties, la Convention de Genève du 29 avril 1958 sur la mer territoriale et la zone contiguë. La Convention de 1982 propose aux États de retenir comme «ligne de base normale» la «laisse de basse mer» et, à titre d'exception, sur lesquelles nous reviendrons un peu plus loin, de recourir au tracé de «lignes de base droites».

Sauf disposition contraire de la Convention, la ligne de base normale à partir de laquelle est mesurée la largeur de la mer territoriale est la laisse de basse mer le long de la côte, telle qu'elle est indiquée sur des cartes marines à grande échelle reconnues officiellement par l'État côtier. La laisse de basse mer correspond à la «ligne située le long d'une côte ou d'un rivage jusqu'ou la mer descend à marée basse». Cette ligne devrait normalement constituer la frontière maritime figurant sur les cartes marines à grande échelle officiellement reconnues par l'État côtier. Elle est aussi qualifiée de «niveau zéro» ou «niveau de référence». L'intérêt des États à utiliser les basses eaux pour déterminer les lignes de base ne fait aucun doute, les marées pouvant parfois atteindre des amplitudes de l'ordre de 15 à 20 mètres comme dans la baie de Fundy (Canada) ou au Mont-Saint-Michel (France). Si la lune vient ainsi servir les intérêts des États dont les côtes sont soumises à marées, il arrive aussi parfois que ceux-ci aident la nature en gagnant – en toute légalité – sur la mer. C'est là au demeurant une nécessité pour certains États à haute densité de population. Les Hollandais construisent ainsi des polders alors que les Monégasques ont conquis sur la mer plus de vingt pour cent de leur territoire. En pratique, les côtes ont plutôt tendance à reculer sous l'effet de

l'érosion, de cataclysmes naturels ou tout simplement de la montée globale et inéluctable du niveau des eaux.

Dans certains cas singuliers, il est nécessaire de définir des «lignes de base droites». Il s'agit de lignes artificielles tracées par l'État côtier dans des circonstances géographiques particulières et exceptionnelles puisque – on l'a noté – la ligne de base «normale», «sauf disposition contraire de la Convention», est la laisse de basse mer le long de la côte. Techniquement, selon la Convention de 1982, on ne devrait parler de lignes de base droites que lorsqu'elles servent à rectifier un littoral tourmenté, à relier un chapelet d'îles ou quand on les utilise à l'intérieur d'une baie de grande ouverture. Dans les autres cas, on devrait parler de «ligne de base archipélagique» ou de «ligne droite tracée dans l'embouchure d'un fleuve», de «ligne de délimitation» entre les points d'entrée naturels d'une baie ou autour d'une rade, ou encore de «lignes de fermeture» visant à déterminer les eaux intérieures en eaux archipélagiques. En fait, toutes ces lignes sont constituées par des droites – au sens géométrique du terme – artificielles, parfois isolées, parfois aboutées. C'est pourquoi on privilégiera la terminologie «ligne de base droite» de préférence à toute autre dès lors que la ligne sera artificielle.

1.2.2 Les canaux hydrauliques

Les canaux hydrauliques constituent une ressource potentielle importante pour les hydroliennes car ce type d'aménagement se révèle à plusieurs égards favorables à leur implantation :

- Les canaux étant pour la plupart des ouvrages bétonnés à géométrie simple, constante et de faible envergure, on y trouve souvent des vitesses d'écoulement régulières et importantes (typiquement de 1 à 3,5 m/s).
- L'accès et donc l'installation sont facilités grâce à la section régulière et la proximité des berges et des postes de raccordement électrique.
- Les canaux sont souvent utilisés par des exploitants hydroélectriques possédant déjà le droit d'eau et le savoir-faire nécessaire à l'exploitation et à la maintenance des systèmes.
- Les canaux sont généralement équipés de grilles, constituant ainsi des zones abritées des transports solides et des corps flottants. Cela permet d'éviter la mise en place de protections contre les débris et de réduire la fréquence de nettoyage des machines.
- Enfin, les longues distances parcourues par certains canaux (plusieurs dizaines de kilomètres) permettent d'imaginer la mise en place de multiples sections d'exploitation, et donc d'un grand nombre d'hydroliennes.

Les canaux d'amenée des ouvrages hydrauliques, utilisés pour acheminer l'eau sur des distances importantes, sont particulièrement adaptés à l'installation d'hydroliennes. Les longueurs rencontrées sont de quelques centaines de mètres à plusieurs dizaines de kilomètres avec des écoulements quasiment uniformes pour chaque cycle d'exploitation. Néanmoins, des précautions doivent être prises pour maîtriser l'impact et ne pas perturber le fonctionnement des centrales avoisinantes.

Les canaux de fuite ou de restitution, en aval des usines d'exploitation, ont généralement des longueurs plus petites que les canaux d'amenée mais peuvent présenter dans certains cas des vitesses d'écoulement importantes permettant d'implanter des hydroliennes.

Les canaux d'irrigation ont des sections relativement modestes mais peuvent présenter des vitesses d'écoulement et des longueurs intéressantes pour placer des petites hydroliennes. Ils présentent l'avantage d'avoir un débit garanti une bonne période de l'année.

1.2.3 Les fleuves et rivières

Les conditions nécessaires pour installer des hydroliennes en fleuves et rivières sont une vitesse supérieure à 1,5 m/s et une lame d'eau supérieure à un mètre. Pour bénéficier de l'effet de série (production d'énergie significative et réduction des coûts de fabrication), l'objectif est d'installer des parcs de plusieurs machines, parfois plusieurs centaines de machines et par conséquent de privilégier les fleuves et rivières avec des sections et débits importants. Pour quantifier le débit, l'analyse des modules est une bonne approximation. Le module correspond au débit moyen inter annuel, c'est à dire à la synthèse des débits moyens annuels d'un cours d'eau sur une période de référence, typiquement une dizaine d'année. Pour les hydroliennes, les fleuves et rivières avec des modules supérieurs à 100 m³/s sont considérés comme les plus intéressants. A titre d'exemple, le tableau de la figure 1-9 liste les plus grands fleuves mondiaux, en précisant leurs modules et leurs longueurs.

Bien entendu, même si les grands fleuves semblent être les plus intéressants, de nombreux cours d'eau avec des modules inférieurs à 100 m³/s sont compatibles avec l'installation d'hydroliennes. C'est le cas notamment lorsque le lit mineur se rétrécit suffisamment à certains endroits pour créer de la vitesse et un tirant d'eau supérieur à un mètre.

Fleuves	Module en m ³ /s	Longueur en km	Pays
En Afrique			
Le Nil	2 850	6 671	Ethiopie, Soudan, Egypte, Rwanda, Tanzanie, Ouganda, Burundi, Congo, Erythrée, Kenya
Le Congo	41 800	4 375	République démocratique du Congo, République du Congo, Angola
Le Niger	6 000	4 200	Guinée, Mali, Niger, Bénin, Nigeria
En Amérique du Nord			
Le Mississippi	18 000	3 780	Etats-Unis
Le Missouri	2 300	4 370	Etats-Unis
En Amérique du Sud			
L'Amazone	150 000	7 025	Brésil, Colombie, Pérou, Equateur, Bolivie, Venezuela, Guyana, Surinam
Le Parana	18 300	3 940	Brésil, Paraguay, Argentine
Le Madeira	32 000	3 220	Brésil, Bolivie
Le Sao Francisco	3 000	2 900	Brésil
L'Orénoque	36 000	2 140	Venezuela, Colombie

1.2. Les cours d'eau visés pour l'installation des hydroliennes fluviales

En Asie			
Le Yang - Tse Kiang (ou Chang jiang)	34 000	6 100	Chine
Ob - Irtych	2 980	4 200	Chine, Kazakhstan, Russie
Le Huang He	2 500	5 464	Chine
Amour	11 000	4 354	Chine - Russie
Mékong	15 000	4 200	Chine, Birmanie, Thaïlande, Laos, Cambodge, Vietnam
En Europe			
La Volga	8 060	3 531	Russie
Le Danube	6 500	3 020	Allemagne, Autriche, Slovaquie, Hongrie, Serbie, Croatie, Roumanie, Bulgarie, Ukraine, Moldavie
Le Rhin	2 330	1 233	France, Allemagne, Suisse, Pays-Bas
La Loire	931	1 012	France
Le Rhône	1 700	812	France, Suisse

Figure 1-9. Listes des plus grands fleuves mondiaux

En France, de nombreux fleuves et rivières présentent des caractéristiques intéressantes pour l'installation d'hydroliennes. La figure 1-10 liste les fleuves et rivières français dont le module est supérieur à 100 m³/s et donnent leurs principales caractéristiques.

Rivières	Module en m ³ /s	Module en m ³ /s	Longueur en km
Yonne	Seine	93	292
Cher	Loire	96	396
Marne	Seine	100	525
Oise	Seine	110	330
Allier	Loire	148	421
Moselle	Rhin	150	550
Lot	Garonne	151	485
Doubs	Saône	176	458
Durance	Rhône	178	324
Vienne	Loire	201	363
Tarn	Garonne	233	381
Isère	Rhône	333	286
Saône	Rhône	473	480

Fleuves	Module en m ³ /s	Longueur en km
Charente	95	381
Escaut	104	430
Dordogne	285	483
Adour	350	309
Meuse	400	950
Seine	500	776
Garonne	610	575
Loire	850	1 013
Rhône	1 700	812
Rhin	2 200	1 325

Figure 1-10. Rivières et fleuves français dont le module est supérieur à 100 m³/s

Source : EDF DTG

La figure 1-11 est une carte des cours d'eau français avec ceux dont le module est supérieur à 100 m³/s colorés en rouge.

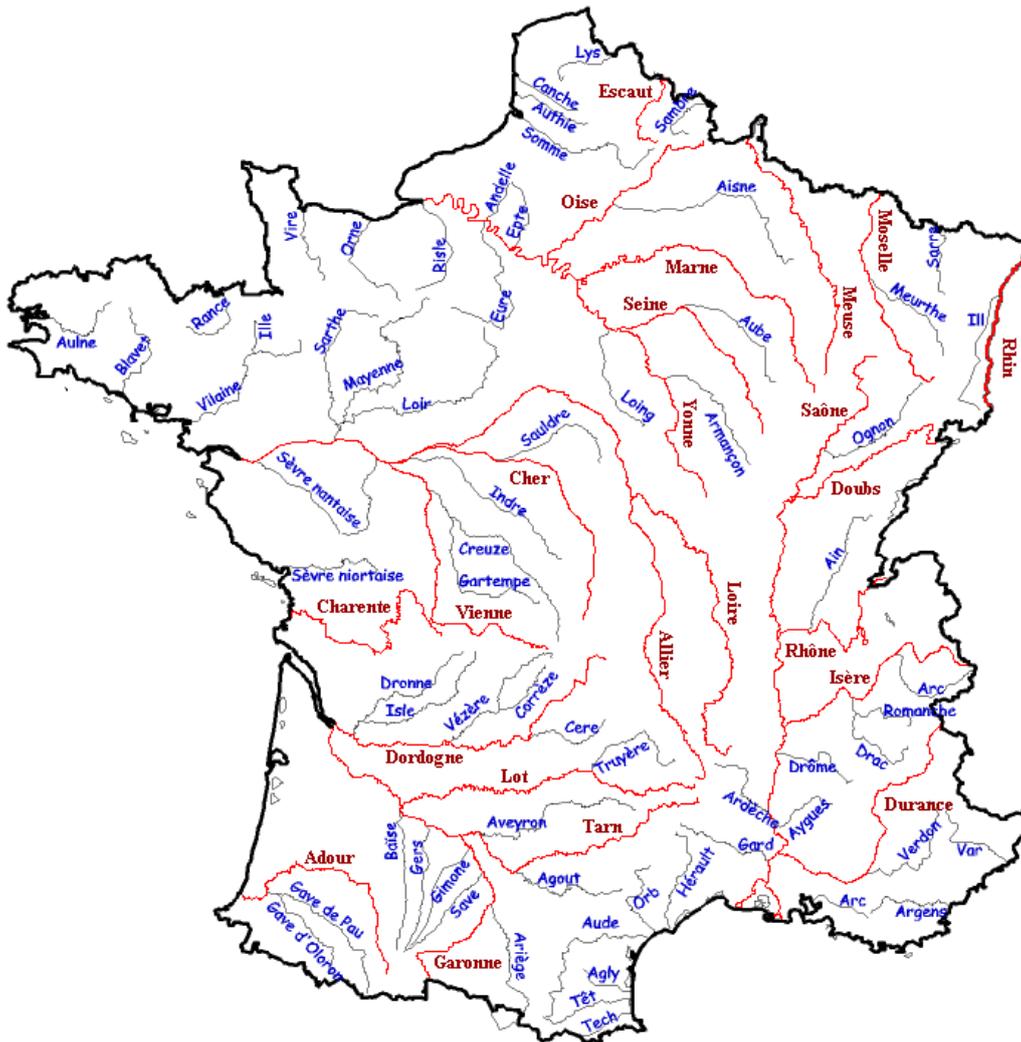


Figure 1-11. Localisation et répartition des fleuves et rivières en France
(Les cours d'eau en rouge ont un module > 100 m³/s)
Source : EDF DTG

1.2.4 Les estuaires

Les estuaires sont très intéressants pour les hydroliennes car les puissants flux, combinant les écoulements fluviaux et les courants de marée, ainsi que les grandes sections traversées, permettent d'installer des parcs très conséquents.

Donald W. Pritchard, grand spécialiste des estuaires, donnait en 1967 une définition précise fondée sur des considérations scientifiques : « Un estuaire est constitué par une masse d'eau confinée ayant une connexion libre avec la mer ouverte et à l'intérieur duquel l'eau de mer est diluée d'une façon mesurable avec de l'eau douce issue du drainage du bassin versant. ». Il est intéressant de remarquer que dans cette définition le mot « marée » n'apparaît pas, alors que c'est pourtant elle qui est le « moteur principal » de son fonctionnement. C'est l'énergie introduite par la marée qui façonne l'intérieur de l'estuaire le rendant « évasé ». En effet, dans tous les estuaires qui n'ont pas été aménagés par l'homme, la section mouillée croît d'une façon exponentielle de l'amont vers l'aval. Le comportement hydrodynamique des estuaires résulte donc de la superposition de deux types de

phénomènes : les débits des affluents et la marée. A la force du fleuve s'oppose ou se conjugue, au cours de la marée, la puissance du flot ou du jusant. Au cours du cycle lunaire (28 jours), l'amplitude de la marée, caractérisée par son coefficient, varie fortement; il en résulte une alternance de vives eaux et de mortes eaux. Des écarts importants peuvent exister entre la crue et l'étiage, particulièrement dans les cours d'eau qui ont été peu aménagés par des barrages. En vives eaux, l'amplitude maximale aux embouchures varie entre 5 et 7 mètres selon l'estuaire considéré.

C'est la pénétration de la marée dynamique qui fixe la limite amont de l'estuaire. La marée parcourt de grandes distances : entre 100 et 200 km dans les grands estuaires français, quelques dizaines de kilomètres pour les petits. Au-delà, on retrouve les « eaux issues du drainage du bassin versant ». Ces eaux servent de référence pour définir la qualité des eaux estuariennes. La dispersion introduite par le mouvement périodique des eaux vers l'amont et vers l'aval fait que « l'eau de mer est diluée d'une façon mesurable avec de l'eau douce ». Apparaissent ainsi les nécessaires notions de mélange et de gradient de salinité.

L'ampleur et les caractéristiques morpho-dynamiques de chaque estuaire dépendent d'un certain nombre de facteurs parmi lesquels son bassin versant (taille, qualité hydrologique et géologique), la zone géologique de son implantation, les aménagements effectués (ports, digues, barrages, dragages, entretiens des chenaux), etc. De ce fait, chaque estuaire présente des caractéristiques qui lui sont propres.

La France présente sur ses façades ouest, Atlantique et Manche, un très grand nombre d'estuaires ou de systèmes estuariens. La notion d'estuaire concerne uniquement ces façades soumises à des marées importantes ; les fleuves Méditerranéens forment des deltas. La France possède trois estuaires de grande taille qui sont, par ordre décroissant, la Gironde (625 km² de surface), la Loire (60 km²) et la Seine (50 km²). L'historique de chacun de ces estuaires leur confère des caractères propres. Au Royaume-Uni, plusieurs estuaires possèdent des potentiels hydrocinétiques très importants comme par exemple la Severn ou la Mersey où pourraient être installés des parcs d'hydroliennes de plusieurs centaines de machines.

1.2.5 Synthèse comparative

Finalement, chaque type de site d'implantation possède des avantages et inconvénients qui sont résumés dans le tableau de la figure 1-12.

Paramètres	Canaux	Fleuves et rivières	Estuaires
Potentiel de puissance installée	+	++	+++
Régularité de la production	++	-	+
Prédictibilité de la production	++	+	+++
Facilité d'installation/maintenance	+++	+	-
Dimensions des hydroliennes	+	+	+++
Gestion des débris	+++	-	+
Conflit d'usagers	+++	-	-
Risque d'interférences avec d'autres installations hydroélectriques	-	++	+++

Figure 1-12. Synthèse comparative des avantages et inconvénients des différents types de sites d'implantation

1.3 Impact des hydroliennes

1.3.1 Perte de charge engendrée par une hydrolienne sur la ligne d'eau

Lorsqu'elles sont implantées dans des canaux, les hydroliennes interagissent avec un système d'exploitation. Elles ne doivent donc pas engendrer de pertes de charge non restituables qui entraîneraient des pertes de production sur les exploitations environnantes. L'impact d'une hydrolienne sur la ligne d'eau est schématisé sur la figure 1-13.

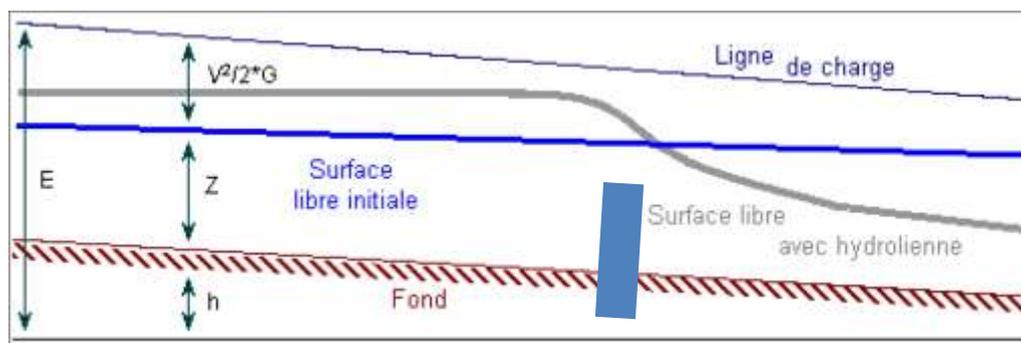


Figure 1-13. Schéma de principe de l'impact d'une tour d'hydroliennes sur la ligne d'eau

La perte de charge induite par l'hydrolienne se traduit principalement par une différence de niveau d'eau entre l'amont et l'aval. Ce phénomène revient donc à abaisser ponctuellement la hauteur de la ligne de charge. Cette singularité affecte la ligne de charge le long du canal, à l'amont et à l'aval de l'hydrolienne :

- A l'amont, l'impact se traduit par une élévation de la ligne d'eau, d'une valeur nécessaire pour vaincre la perte de charge. Cependant, si l'on se place suffisamment loin à l'amont, cet effet est nul. Il faut simplement que les berges du canal permettent cette élévation du niveau amont sans occasionner de débordement.

- A l'aval, l'impact se traduit par un abaissement de la ligne d'eau. La ligne de charge restera ensuite basse sur une longue distance à l'aval de la structure, avant que l'écoulement ne ré-accélère et que les frottements visqueux et les forces d'inertie tendent vers un rééquilibre de l'écoulement.

A débit constant, les effets de l'hydrolienne portent donc principalement sur la modification de l'écoulement à l'aval à condition que le rehaussement amont soit compatible avec la géométrie du canal. La figure 1-14 montre une représentation de l'équation d'énergie d'un écoulement à débit constant dans le plan hauteur d'eau / hauteur de ligne de charge. Les paramètres d'écoulement du canal sont représentés en hauteur d'eau, énergie cinétique, débit sous forme de courbes à débit constant (hyperboles). Les états de fonctionnement, avant et après mise en place d'une perte de charge, sont désignés par :

- Point 1 : Etat initial de l'écoulement avec pour un débit Q une hauteur d'eau équivalente à $h_{initiale}$.
- Point 2 et 3 : Etats modifiés, état amont et aval, pour le même débit Q.

Le point 2 correspond au point de fonctionnement à l'amont de la perte de charge. Les effets sur l'écoulement par rapport au point 1 initial vont dans le sens des flèche « effet amont » et « fluvial » : la ligne de charge ainsi que le plan d'eau ont été élevés, la vitesse a diminué et, du fait de l'influence aval de l'hydrolienne, l'écoulement tend vers un fonctionnement plus fluvial.

Le point 3 correspond au point de fonctionnement à l'aval de la perte de charge. Les effets sur l'écoulement par rapport au point 1 initial vont dans le sens des flèches « effet aval » et « torrentiel » : la ligne de charge ainsi que le plan d'eau ont été diminués, la vitesse a augmenté en traversant la perte de charge et, du fait de l'influence amont de l'hydrolienne, l'écoulement tend vers un fonctionnement plus torrentiel.

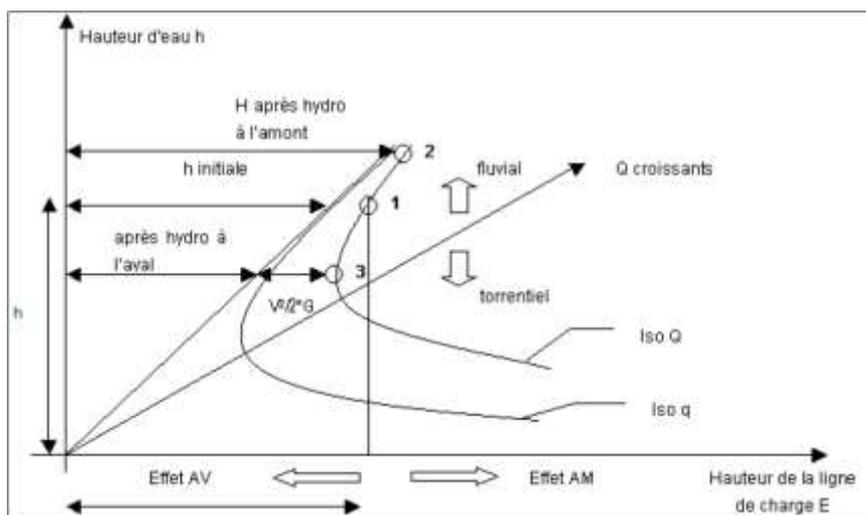


Figure 1-14. Représentation de l'équation d'énergie d'un écoulement à débit constant et influence d'une perte de charge

Les calculs numériques montrent qu'à l'aval des hydroliennes, l'écoulement s'effectue à hauteur normale. Si le canal peut tolérer une légère augmentation locale du niveau d'eau, le débit maximum peut être conservé et la perte de production à l'aval est alors nulle. En revanche, si cette élévation

locale n'est pas autorisée par la géométrie du canal ou les consignes d'exploitation, il en résultera une perte de production proportionnelle à la limitation en débit correspondante. La viabilité de l'implantation d'hydroliennes en canaux est donc fortement conditionnée par la possibilité d'augmenter légèrement et localement le niveau d'eau dans l'ouvrage. La longueur de restitution de la côte dépend de la vitesse d'écoulement et de la pente du canal. Plus la pente est forte, plus la longueur de restitution est faible.

1.3.2 Impact sur la faune

La société MJ2 Technologies, qui développe la turbine très basse chute VLH (www.vlh-turbine.com), a identifié et quantifié des critères objectifs permettant de définir en quoi une turbine hydroélectrique est respectueuse de la faune aquatique. Elle a même déposé le néologisme « ichtyophilie® » pour définir la capacité de leur turbine à permettre le passage des migrations piscicoles à travers la roue en fonctionnement. Pour établir les critères d'acceptabilité, les ingénieurs de MJ2 Technologies se sont appuyés sur des études scientifiques existantes et notamment sur celles réalisées par le « Department of Energy » des USA dans un de ses laboratoires : « Idaho National Engineering and Environmental Laboratory » ; ce laboratoire a sélectionné une liste de critères à même de quantifier le degré d'ichtyophilie d'une turbine.

Les études numériques CFD réalisées sur le convertisseur HARVEST, qui seront présentées plus en détails au chapitre 5, permettent de comparer les valeurs des critères obtenus par l'hydrolienne avec celles retenues par le laboratoire américain. La Figure 1-15 montre la comparaison entre la valeur des critères retenus et la valeur correspondante obtenue par les simulations.

Critères	Valeurs acceptables	Valeurs HARVEST
1. Vitesse en périphérie de pales	6 à 12 m/s	entre 2 et 7 m/s
2. Pression minimum rencontrée	69 kPa	85 kPa
3. Gradient de pression maximum	550 kPa/s	221 kPa/s
4 Gradient de vitesse maximum	180 m/s/m	63 m/s/m
5 Jeu pale/manteau	2 mm	1,5 mm

Figure 1-15. Comparaison entre les critères retenus et les valeurs correspondantes du concept HARVEST

D'après les critères du « Department of Energy » américain, l'hydrolienne HARVEST se situe nettement en deçà des valeurs maximum considérées comme acceptables et donc qu'elle ne présente pas de danger pour la faune aquatique.

1.3.3 Impact sur la navigation

La cohabitation entre les hydroliennes et la navigation fluviale nécessite le respect de contraintes imposées par le règlement de police de la navigation (et dans une certaine mesure de l'interprétation

de ce règlement) ; elle suppose par ailleurs l'acceptation – par les navigants et les responsables de la police de la navigation – des risques inhérents à la présence des hydroliennes sur la voie d'eau.

Concrètement, s'agissant des voies navigables à grand gabarit, le chenal est défini sur une largeur de 50 m (permettant le croisement en sécurité d'unités fluviales de 12 m de largeur). Hormis les piles des ponts, une zone de 10 m doit être laissée libre de toute contrainte de part et d'autre du chenal. Il s'en suit que l'hydrolienne doit être implantée à 10 m du bord du chenal de navigation, sauf dans le cas où le couple de valeurs profondeur/vitesse de courant offrirait des conditions plus favorables plus loin de l'axe de navigation. En effet, le chenal de navigation se trouve assez souvent excentré, non seulement pour profiter des eaux naturellement plus profondes, mais aussi pour respecter d'autres critères de navigabilité comme le rayon des courbes. L'implantation optimale des hydroliennes est certes rendue difficile par la navigabilité, mais il paraît réaliste d'envisager – sur les sites identifiés – des conditions assez intéressantes.

Enfin, les hydroliennes flottantes peuvent être assimilées à des dragues, et devront afficher la même signalisation à l'intention des navigants (panneaux réglementaires visibles de jour, réflecteurs de radar et feux visibles de nuit).

1.4 Les technologies d'hydroliennes fluviales

Cette section présente les principales technologies d'hydroliennes destinées prioritairement à des applications fluviales. Comme dans le domaine marin, les convertisseurs qui sont apparus les premiers sont directement adaptés des grandes éoliennes à flux axial et axe horizontal. Pour les conditions particulières de fonctionnement dans l'air, les turbines à flux axial ont en effet supplanté les turbines à flux transverse qui souffraient de rendements moins élevés et de problèmes de vibration. Pour un fonctionnement dans l'eau, les turbines à flux transverse voient aujourd'hui leurs inconvénients estompés tout en gardant leurs avantages spécifiques :

- Les performances des turbines à flux transverse ont beaucoup progressé, en particulier lorsqu'elles sont accompagnées de carénages. Elles égalent souvent celles des turbines à flux axial.
- Comme évoqué dans la section 1.1.1.2, les hydroliennes sont, en comparaison des éoliennes, beaucoup plus petites et tournent lentement, limitant ainsi les risques vibratoires. L'eau joue également un rôle d'amortisseur grâce aux forces de masse ajoutée.
- Une génératrice couplée à une turbine à flux transverse et axe vertical se trouve par conception même déportée de la turbine elle-même et ne perturbe pas l'écoulement. Il peut ainsi être avantageux pour certaines applications de maintenir cette génératrice à l'air libre. De plus, elle peut être entraînée par un axe commun à plusieurs turbines.

Ainsi on peut constater que depuis quelques années, beaucoup de développeurs choisissent de mettre en œuvre des technologies à flux transverse.

Quant aux convertisseurs reposant sur le principe de la roue à aubes, dont l'avantage est la rusticité de fabrication et d'utilisation, ils restent plutôt rares à cause de leurs mauvais rendements.

1.4.1 Les hydroliennes à flux axial

1.4.1.1 Verdant Power (USA)

Verdant Power est une société américaine créée depuis 2000 qui se présente comme un des leaders mondiaux dans la conception et le développement des hydroliennes. La société possède des filiales internationales au Canada et au Royaume-Uni et se positionne sur le marché des courants marins, fluviaux et des canaux artificiels. Leur hydrolienne Free Flow System est une turbine tripale à flux axial de 5 à 11 mètres de diamètre. Cette turbine a la particularité d'être parfaitement bidirectionnelle, et ainsi bien adaptée pour l'exploitation des courants de marée (figures 1-16 et 1-17).



Figure 1-16. Hydrolienne Verdant Power

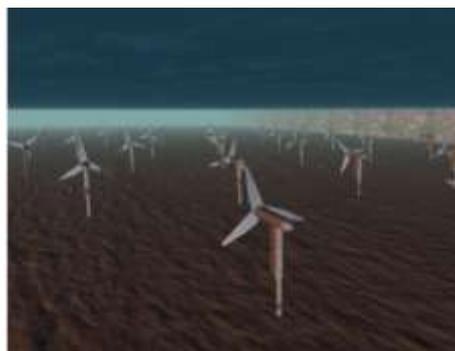


Figure 1-17. Concept de ferme de Verdant Power



Figure 1-18. Prototype RITE

En 2002, Verdant Power a lancé le projet RITE (Roosevelt Island Tidal Energy), composé de trois phases et visant à terme l'installation de 100 à 300 turbines connectées au réseau, pour une puissance de l'ordre de 10 MW. La première phase (2002-2008) a déjà permis d'installer un prototype d'hydrolienne de 5 m de diamètre et 32 KW de puissance dans l'East River (figure 1-18). Au cours de la seconde phase (2006-2008), Verdant Power a exploité avec succès et malgré quelques incidents techniques un parc hydrolien composé de six turbines Free Flow System qui ont pu fournir de façon fiable de l'énergie à plusieurs entreprises de New York. Verdant Power a précisé que pendant les premiers essais effectués sur les six hydroliennes, de nombreuses données environnementales ont été recueillies desquelles il ressortait que la technologie n'a eu aucun impact sur la mortalité des poissons dans la zone de démonstration et n'a occasionné aucune blessure à la ressource halieutique de l'East River. Le financement du développement du projet RITE dans son ensemble a jusqu'à maintenant été assuré par New York State Energy Research and Development Authority (NYSERDA) et New York City Economic Development Corporation (NYCEDC). La demande de licence d'exploitation a été présentée dans le cadre très strict des procédures de licences des

projets pilotes hydrocinétiques de la Federal Energy Regulatory Commission (FERC), établis pour permettre l'avancement des "technologies hydrocinétiques" aux Etats-Unis, classification spécifiquement américaine qui recouvre à la fois les énergies marines (courants, marées, vagues) mais aussi l'énergie des courants fluviaux et des canaux (énergie dite hydraulique en Europe). Des travaux d'amélioration conséquents ont été financés conjointement par le National Renewable Energy Laboratory (NREL) de l'US Department of Energy (DOE), par Sandia National Laboratories et par le St. Anthony Laboratory Falls. Dans la continuité du projet RITE, Verdant a déposé une requête auprès de la FERC dans le but d'installer 30 nouvelles hydroliennes dans l'East River à New York dès fin 2011.

En parallèle du projet RITE, le projet CORE (Cornwall Ontario River Energy), prévu sur le fleuve du Saint-Laurent, vise à démontrer la faisabilité et la viabilité économique d'une application fluviale des turbines de Verdant Power. L'objectif de ce projet démarré à l'automne 2007 est de mettre en place une installation de 15 MW près de Cornwall en Ontario. En avril 2008, le gouvernement de l'Ontario a annoncé une attribution financière de 2,2 millions de dollars pour supporter le projet.

En 2010, Verdant Power a annoncé la signature d'un accord avec China Energy Conservation Environment Protection Group (CECEP), compagnie leader dans le développement des énergies des courants en Chine dans le but de développer plusieurs projets exploitant l'énergie des courants marins en Chine. Cet accord était le tout premier de ce type signé entre la Chine et les Etats-Unis dans le domaine du développement des énergies marines et hydrauliques.

1.4.1.2 Free Flow Power (USA)

Free Flow Power est une entreprise du Massachusetts qui développe une hydrolienne constituée de petites turbines à flux axial empilées le long d'un mât vertical (figure 1-19).



Figure 1-19. L'hydrolienne de Free Flow Power

Ce concept présente l'avantage d'être modulaire en hauteur. Free Flow Power s'est rendue célèbre avec un projet de trois milliards de dollars consistant à immerger des milliers de petites turbines dans la rivière du Mississippi sur un parcours compris entre Saint-Louis et le delta du fleuve à la Nouvelle-Orléans. L'objectif est de produire plus d'un gigawatt d'électricité ! Pour cela, FFP a obtenu de son autorité de tutelle américaine, la Federal Energy Regulatory Commission (FERC), la permission de démarrer un essai préliminaire de trois ans sur 59 sites du Mississippi.

1.4.1.3 RER (Canada)

La société RER (Recherche en Energie Renouvelable) est une division de RSW qui développe la technologie TREK, ressemblant à un réacteur d'avion de ligne.

L'objectif de RER est de réaliser des installations dans le fleuve Saint Laurent et le Nord-du-Québec. En 2010, une première machine a été installée sur le lit du fleuve Saint-Laurent, dans le Vieux-Port de Montréal. Une deuxième est prévue pour 2011. Selon le président de la société, Imad Hamad, une commande de 826 appareils aurait déjà été passée et pouvant s'élever à trois milliards de dollars ! RER projette de construire une usine spécialement dédiée et d'embaucher des dizaines d'ouvriers.



Figure 1-20. Hydrolienne TREK de RER

1.4.1.4 Tocardo (Pays-Bas)

Tocardo est une société hollandaise qui développe des turbines à flux axial capable de fonctionner en canal, rivière et prochainement en milieu marin. En 2008, une machine pré-commerciale basée sur la turbine Tocardo Aqua T50 a été installée dans un barrage des Pays-Bas. Tocardo propose une gamme de machines de 50 kW (T50), 100 kW (T100) et 200 kW (T200).



Figure 1-21. Hydrolienne T50 de Tocardo

1.4.2 Les hydroliennes à flux transverse

1.4.2.1 New Energy Corporation (Canada)

La société New Energy Corporation a été créée en 2004 à Calgary au Canada et commercialise la turbine EnCurrent, turbine de type Darrieus non carénée avec génératrice émergée. La gamme est composée de trois modèles de 5 kW, 10 kW, et 25 kW et des modèles de 125 et 250 kW devraient bientôt suivre.



Figure 1-22. Hydrolienne EnCurrent de New Energy Corp

1.4.2.2 Water Power Industries (Norvège)

Water Power Industries est une société norvégienne fondée en 1998 par Finn Kaare and Evene Evensen. WPI s'est inspirée du modèle DARRIEUS pour créer sa turbine à axe vertical et pas variable. La société annonce un rendement de 50%, grâce au réglage électronique de l'angle d'attaque des pales au cours de leur révolution en fonction de la vitesse du courant. Des turbines de puissance comprise entre 0,1 et 1 MW sont en cours de développement. En 2003, WPI a créé un bassin dans le but de démontrer le rendement de la turbine.

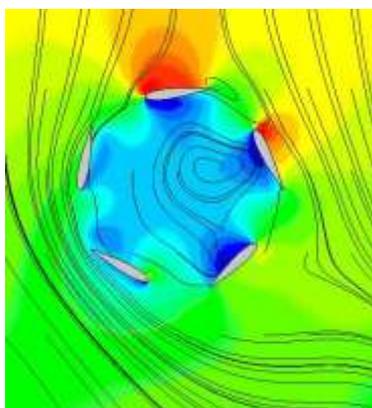


Figure 1-23. Simulation numérique de la turbine réalisée par WPI

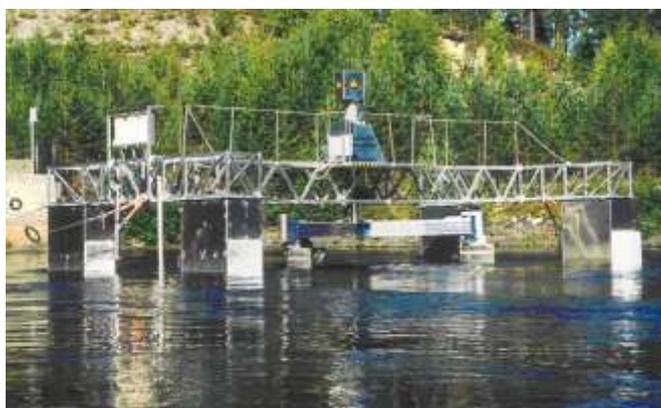


Figure 1-24. Prototype WPI

1.4.2.3 Instream Energy (Canada)

Instream Energy Systems est une société canadienne qui développe des turbines à axe vertical, nommées VAHTs, à faible coût et avec une large gamme de puissance. Le rendement annoncé varie entre 35% et 40%. La turbine, insensible à la direction du courant, peut fonctionner à vitesse fixe ou bien variable. Dans ce cas, le paramètre d'avance défini dans la section 1.1.1.2 varie entre 2 et 2,5 correspondant généralement à des vitesses de rotation faibles (40 à 60 tours/min).

L'arbre de rotation auquel se fixent les pales étant vertical, le générateur a pu être placé au-dessus de la ligne de flottaison pour faciliter l'entretien et le raccordement au réseau. Chaque turbine avec son propre générateur peut être mise hors ligne, enlevée, réparée et remplacée, sans conséquence pour les autres turbines.



Figure 1-25. Turbine VAHT d'Instream Energy

En Janvier et Février 2010, Instream Energy Systems, en collaboration avec les sociétés BC Hydro et Powertech Labs, a conduit des essais dans le canal de décharge du barrage de BC Hydro à Duncan (Canada) et a exploité un système composé de quatre turbines pouvant produire 25 kW chacune. L'objectif du projet était de démontrer la viabilité de la technologie. Le projet s'est achevé en Mars 2010, Powertech Labs a livré un rapport confidentiel de données et de résultats, détenues par Instream.

1.4.2.4 Ocean Renewable Power Company (USA)

La société ORPC conçoit des hydroliennes à flux transverse à partir de turbine GORLOV. ORPC met en avant deux concepts distincts pour les applications fluviales. Le premier se nomme RivGEN et se destine à des rivières de quelques mètres de profondeur. Sa puissance est de 50 kW. Le système TidGen est quant à lui conçu pour fonctionner à des profondeurs comprises entre 15 et 30 mètres et développe 150 kW à 3 m/s.



Figure 1-26. Concept RivGen d'ORPC



Figure 1-27. Concept TidGen d'ORPC

1.4.3 Les hydroliennes mues par les forces de trainée

1.4.3.1 La roue à aube Hydro-Gen de la société Aquaphile (France)

Le projet Hydro-Gen est développé depuis 2004 par la société française Aquaphile, basée à Landéda et à Lyon. Le concept a été inventé et breveté par deux anciens officiers de marine, ingénieurs de l'Ecole navale. Il s'agit d'une roue à aube flottante enchâssée dans une structure profilée de type catamaran, mouillée à ses deux extrémités et qui peut être facilement déplacée, remorquée ou échouée.

Deux versions sont en développement selon qu'ils soient adaptés pour les courants de marée (fonctionnement dans les deux sens) ou pour les courants fluviaux (fonctionnement dans un seul sens). Depuis 2005, le prototype Hydro-Gen 10 mesurant 2,3 m sur 4,5 m pour une puissance de 10 kW fait des essais en mer. Un prototype Hydro-Gen 20 développant 20 kW (4 m sur 7 m) est prévu pour 2009. A terme, c'est une machine de 1 MW qui pourrait voir le jour.



Figure 1-28. Prototype Hydro-Gen 10 de Aquaphile

1.4.3.2 La turbine d'Ecocinetic

La société Ecocinetic est une entreprise française qui développe une hydrolienne à flux transverse constituée d'un mélange des turbines DARRIEUS et SAVONIUS. Les pales ont notamment un design très arrondi pour écarter tout corps étranger qui viendrait entre les pales. L'hydrolienne peut être installée en rivière, mer ou sur un bateau.

Une première machine a été installée en 2010 sur un ponton de la Garonne, près du Pont de Pierre de Bordeaux, en collaboration avec la société Energie de la Lune.



Figure 1-29. Hydrolienne Eco Cinetic

2. Le convertisseur HARVEST

Le premier chapitre a présenté les hydroliennes fluviales et leurs domaines d'application. Ce deuxième chapitre se concentre quant à lui sur la présentation des caractéristiques du concept auquel se rattache cette thèse, appelé HARVEST (Hydroliennes à Axe de Rotation VERTical STabilisé), fondé sur des hydroliennes à flux transverse.

2.1 La turbine du convertisseur HARVEST

La turbine développée dans le contexte du Projet HARVEST, connue sous le nom de turbine ACHARD, est née d'une analyse critique des turbines hydrauliques à flux transverse existantes. En effet, les turbines à flux transverse avaient certes des avantages mais souffraient également de défauts qui expliquent leur relative rareté. Le pari était donc de considérer que ces défauts pouvaient être, sinon éliminés, au moins réduits, notamment pour leur fonctionnement dans l'eau. Dans cette section, un diagnostic des défauts des turbines à flux transverse est exposé, avant d'aboutir aux caractéristiques de la turbine ACHARD.

2.1.1 Quelques prédécesseurs

2.1.1.1 La turbine Darrieus

Les deux principales revendications du brevet de Georges Jean-Marie Darrieus [Darrieus, 1931] concernent deux types de turbines à flux transverse mues par les forces de portance (figure 2-1). L'une a des pales semi-circulaires et l'autre des pales droites liées à l'axe de rotation par des flasques.

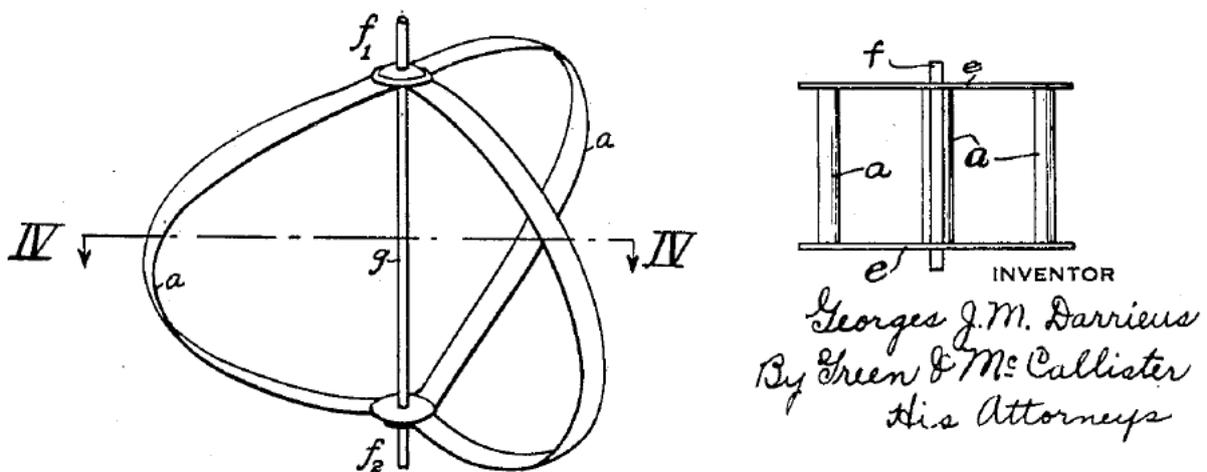


Figure 2-1. Turbines brevetées par Darrieus, avec des pales semi-circulaires (à gauche) ou des pales droites soutenues par des flasques (à droite). Source : [Darrieus, 1931].

Parmi les avantages les plus séduisants de ces turbines, dont les applications comportaient essentiellement un axe vertical, notons l'indépendance du fonctionnement vis-à-vis du sens du courant, la simplicité de construction et la possibilité de disposer le générateur au bas de la machine. En revanche, sauf conditions particulières, elles ne sont pas auto-démarrantes et leur rendement est inférieur à celui des turbines à flux axial. Ces observations sont générales ; il convient ensuite de distinguer pour ces turbines leur fonctionnement dans l'air et dans l'eau.

Lors d'un fonctionnement dans l'air, le désavantage majeur réside dans le fait que ce type de machine est soumis à d'intenses 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 3.1.3.3). La forme troposkienne permet le transfert plus facile des forces centrifuges 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 troposkienne), 60% de la partie équatoriale fournit 95% du couple [Blackwell, et al., 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, et al., 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 prédominantes par rapport aux forces centrifuges ; il devient possible de privilégier les performances hydrodynamiques en adoptant des pales droites pour lesquelles toute la hauteur contribue au couple moteur. Dans cette configuration, il devient possible d'envisager le contrôle de l'angle de calage des pales. Trois avantages résultent de ce contrôle : d'abord, un meilleur rendement à l'aide d'un choix adéquat des incidences sur les pales, 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 le risque de décrochage dynamique et, par conséquent, diminuer les variations des efforts s'appliquant sur ces pales.

Le tableau de la figure 2-2 résume les coefficients de puissance maximaux des turbines Darrieus munies de pales droites avec ou sans contrôle de calage et fonctionnant dans l'eau. Ces rendements, disponibles dans [Shiono, et al., 2000], [Wessner, et al., 2009], [Coiro, et al., 2005] et [Schönborn, et al., 2007], sont inférieurs aux rendements des machines à flux axial, 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.). La valeur du nombre de Reynolds de corde, défini dans la section 3.1.3.1, est en particulier à prendre en compte. Le rendement maximal varie avec ce nombre jusqu'à atteindre un palier dont la valeur constitue le véritable « rendement » de la turbine.

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.

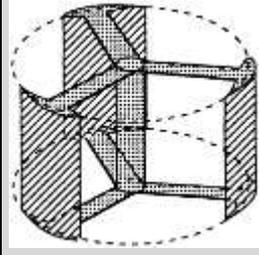
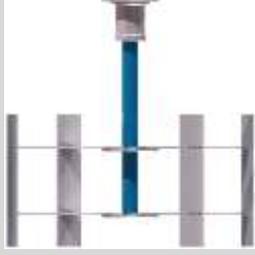
Paramètre	Shiono et al. 2000	Wessner et al. 2009	Coiro et al. 2005	Schönborn et al. 2007
Photo				
N de bras	6	8	6	8
Contrôle de calage	Non	Non	Oui	Oui
N de pales	3	4	3	4
Profil	NACA 63 ₃ -018 projeté sur le cercle	?	H-LIFT18	NACA 0018
Solidité	1,12	?	0,40	0,39
Rayon R	15 cm	76 cm	300 cm	50 cm
Hauteur H	20 cm	76 cm	500 cm	50 cm
Rendement	23%	26%	28%	38%

Figure 2-2. Rendement de diverses turbines à flux transverse de type Darrieus fonctionnant dans l'eau

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, et al., 2000], [Kirke, 2005] et [Ponta, et al., 2008], font état de rendements excédant 50%.



Figure 2-3. Montage original (à gauche) et décalé à 60° (à droite) de deux rotors Darrieus à trois pales droites
Source : [Matsuda, et al., 2003]

Une étude mérite une attention particulière, celle de [Matsuda, et al., 2003], qui vise à réduire les inconvénients d'auto-démarrage et les vibrations induites par les fortes variations du couple délivré par chaque pale au cours d'une révolution, associés aux turbines à flux transverse à pales droites. Le remède apporté consiste à scinder la turbine à trois pales en deux sous-turbines dont les pales sont décalées de 60° (figure 2-3). Les inconvénients visés sont quasiment éliminés, mais en revanche le rendement est diminué : des écoulements axiaux apparaissent entre les deux sous-turbines qui ne sont pas séparées par une plaque et accroissent les effets tridimensionnels et in fine dissipatifs.

En conclusion, le bilan bibliographique des turbines Darrieus 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 complexité technique qui a été jugée, pour le Projet HARVEST, préjudiciable à la fiabilité des machines.

2.1.1.2 La turbine Gorlov

Au début des années 90, le chercheur russe Alexandre M. Gorlov a introduit, pour les turbines à axe vertical, le concept de pales hélicoïdales, semblables à des structures d'ADN. Cette géométrie, parmi d'autres intérêts, permet a priori de réduire les trois inconvénients qui ont été évoqués dans la section 2.1.1.1, à savoir : (1) faible rendement, (2) difficultés d'auto-démarrage et (3) risques de vibrations.

Gorlov a effectué de nombreux essais sur ces turbines, certains en laboratoire, d'autres sur site naturel. Un premier prototype (figure 2-4), constitué de trois pales hélicoïdales, chacune couvrant un tiers de la circonférence (120°) 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.

En 1997, un autre prototype (figure 2-5), faisant 100 cm de diamètre et 82,5 cm de hauteur, fut testé en configuration non-confinée dans le bassin du Laboratoire Hydrodynamique de Michigan. Les pales couvraient un sixième (60°) 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 des bras au lieu de flasques, n'est pas argumentée. On peut supposer qu'il s'agit de réduire la traînée globale de la machine.



Figure 2-4. Turbine Gorlov 1996

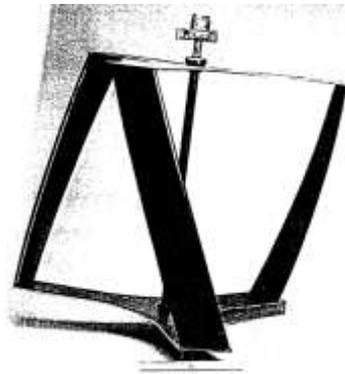


Figure 2-5. Turbine Gorlov 1997

La figure 2-6 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.

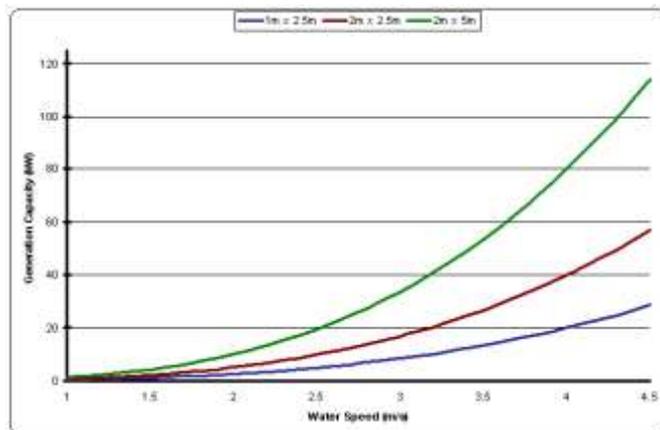


Figure 2-6. Turbine Gorlov commercialisée par Lucid Energy Technologies et courbe de puissance associée

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 jusqu'ici est l'utilisation de pales plus allongées, dont le rapport hauteur sur diamètre de la turbine peut atteindre 2,5. On note aussi la présence d'un troisième bras pour chaque pale au niveau du plan médian de la turbine. Sur le site web de la société [Lucid Energy Technologies, 2009], une courbe de puissance est disponible (reproduite sur la figure 2-6), à partir de laquelle, à l'aide de l'équation 3-19, il est possible d'estimer son coefficient de puissance : 25%.

On ne trouve pas d'explications sur la baisse des rendements annoncés. Le débat reporté 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 de corde égale à 0,14 m arrive à peine à plus

de 50% de la valeur communiquée par les développeurs, 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. D'après Gorlov, le problème disparaît si la turbine est installée à des profondeurs plus importantes. Cette explication paraît juste, si on prend en compte les travaux de [Kirke, et al., 2008]. Il fait référence à un test réalisé par la société Coastal Hydropower Corporation, affirmant que les performances des turbines Darrieus et Gorlov (figure 2-7) sont similaires. On peut voir sur la courbe de puissance fournie que le rendement maximal de la turbine Darrieus de corde égale à 0,14 m avoisine les 25%, ce qui confirme la cause de la chute du rendement proposée initialement par Gorlov.

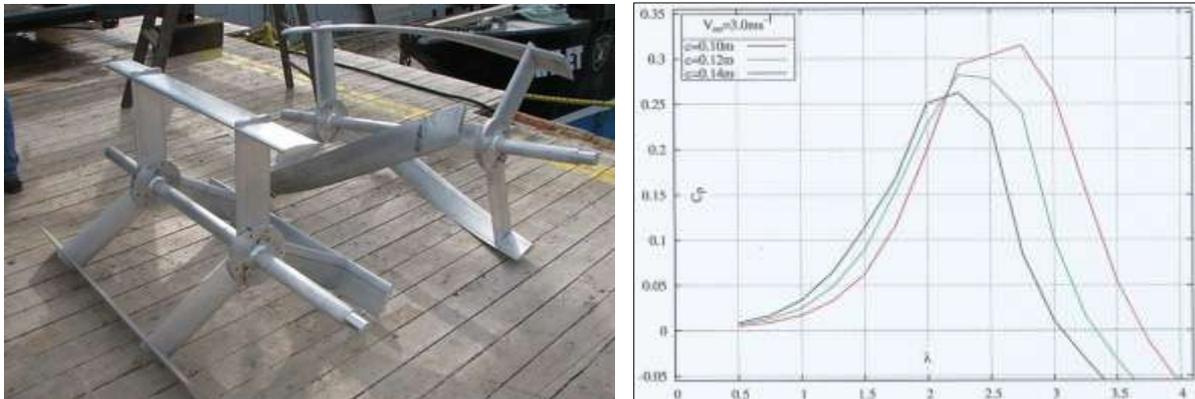


Figure 2-7. Turbines Darrieus et Gorlov testées par Coastal Hydropower Corporation et courbe de puissance de la turbine Darrieus à trois pales droites pour différentes solidités.

Concernant les inconvénients (2) et (3), il semble que Gorlov ait atteint ses objectifs. En se fondant sur des expériences bien documentées, comme ceux 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 (1), 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%.

2.1.2 Les caractéristiques de la turbine ACHARD

La turbine ACHARD résulte d'une évolution des turbines Darrieus et Gorlov. Elle correspond à un nouveau type de turbine à flux transverse et fait l'objet d'un brevet déposé en février 2004 [Achard, et al., 2004].

La turbine Achard a pour première caractéristique d'avoir des pales en forme d'aile volante fixées à l'axe de rotation par des bras centraux profilés. En gardant à l'esprit cette configuration de base, de nombreuses variantes peuvent être imaginées (figure 2-8).



Figure 2-8. Différentes variantes de la turbine Achard

A l'opposé des turbines Davis, Kobold ou Gorlov, la turbine Achard est munie 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. Les bras doivent assurer la transmission du couple, mais étant soumis majoritairement à des efforts axiaux (traction-compression) engendrés par des pales symétriques, ils sont moins sévèrement sollicités. Les calculs de tenue mécanique incitent à augmenter la corde du bras de sorte à compenser la réduction de leur nombre. On aboutit ainsi à des bras dont la corde est comparable à celle des pales. Cette configuration réduit la formation de tourbillons en fer à cheval. Les *congés de raccordement bras-pale sont suffisamment importants pour* diminuer le risque de séparation des couches limites développées dans la jonction de deux surfaces perpendiculaires. La forme du raccordement n'est pas triviale et est à définir pour éviter le décollement de la couche limite. Outre la réduction de la traînée d'interférence, le congé de raccordement procure aussi un avantage structurel.

Une étude comparative entre trois maquettes des turbines Achard, Darrieus et Gorlov a été réalisée par [Aumelas, et al., 2009]. Les tests ont été menés dans le tunnel hydrodynamique du LEGI. Sur la figure 2-9, les courbes montrent l'évolution du coefficient de puissance en fonction du paramètre d'avance λ , 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 droites dispose du meilleur rendement (33%), suivie des turbines Darrieus (31%) et Gorlov (26%).

En fonction de son utilisation, les pales de la turbine Achard peuvent être ou non hélicoïdales selon le compromis réalisé entre performance et lissage du couple et des efforts. La discussion concernant la faiblesse du rendement due à l'utilisation des pales hélicoïdales, rapportée dans la section 2.1.1.2, 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 élevée 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.

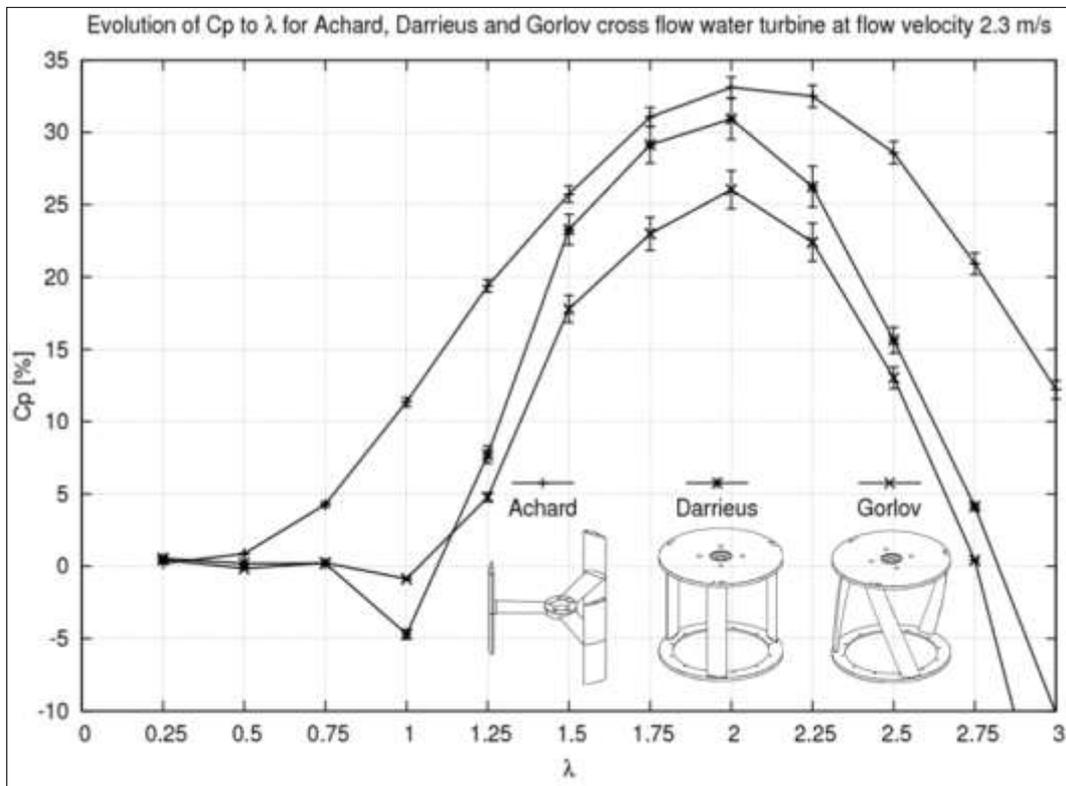


Figure 2-9. Comparaison du coefficient de puissance des turbines Achard, Darrieus et Gorlov.
Source : [Aumelas, et al., 2009].

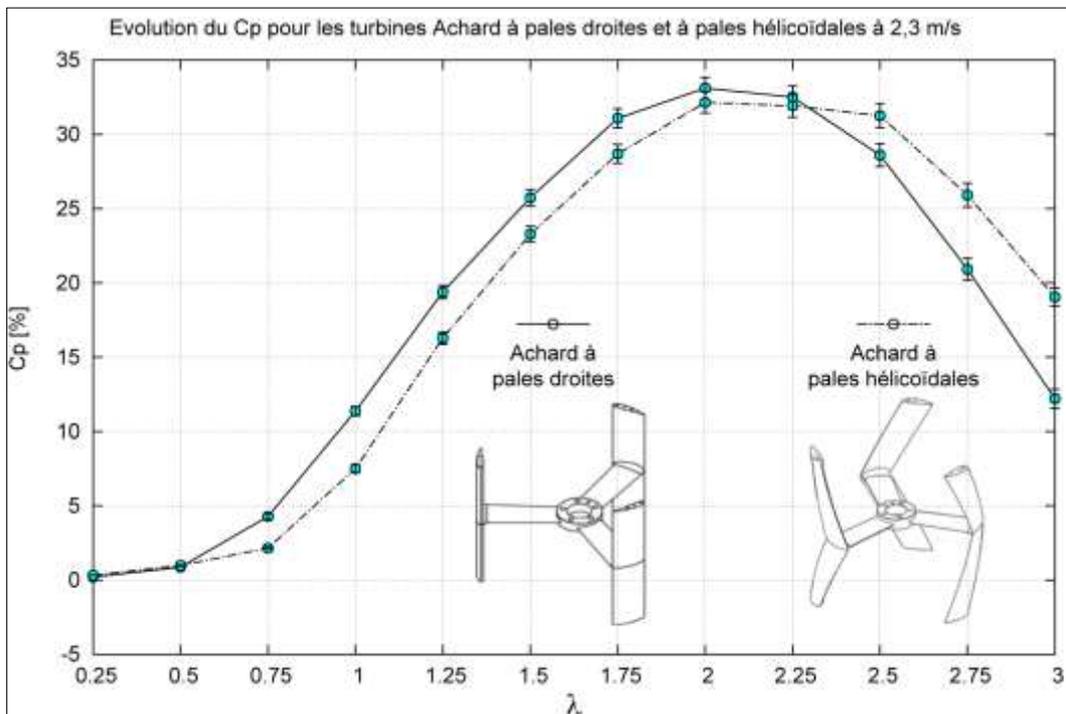


Figure 2-10. Comparaison du coefficient de puissance des turbines Achard à pales droites et à pales hélicoïdales.
Source : [Aumelas, 2011]

A priori, il est donc légitime de s'attendre à ce qu'une turbine Achard à pales hélicoïdales voit aussi son rendement chuter. On constate, d'après la courbe de la figure 2-10, que la turbine à pales hélicoïdales dispose d'une plage de fonctionnement plus étalée et un paramètre d'avance optimal légèrement plus important qu'une turbine à pales droites. Les variations de rendement entre les pales droites et hélicoïdales reportées sur la figure 2-10 restent assez modestes, avec une légère diminution de C_p pour les pales hélicoïdales, en particulier au voisinage du λ optimal. Cette réduction est liée à l'apparition d'écoulements suivant l'envergure qui ne participent pas à la portance [Vad, 2004].

2.2 La tour HARVEST

2.2.1 Architecture de la tour HARVEST

Le concept HARVEST consiste à empiler plusieurs turbines sur un même axe de rotation pour former deux **colonnes de turbines contrarotatives** (figure 2-11). L'énergie produite par une colonne résulte de la sommation des couples produits par chaque turbine multipliée par la vitesse de rotation de l'ensemble.

Les liaisons entre les sections d'arbres de turbine peuvent se faire de deux façons :

- Soit par un arbre d'un seul tenant portant plusieurs turbines. C'est le cas pour les hydroliennes fluviales.
- Soit par l'utilisation de tronçons d'arbre portant une seule turbine et reliés entre eux par des accouplements. Ces accouplements tolèrent de légers défauts d'alignement et permettent un montage / démontage plus facile de la machine. Cette seconde solution est nécessaire au-delà d'une certaine hauteur de machine, comme dans le cas des hydroliennes marines de grande dimension.

Les colonnes sont ensuite intégrées dans une **structure de maintien** (figure 2-12). Cette structure a pour fonction essentielle 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**. Outre le fait d'améliorer les performances, 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 d'accroître la fiabilité mécanique.

La structure de maintien est équipée de **carénages hydrodynamiques** (figure 2-13) permettant d'accélérer la vitesse d'écoulement au sein des turbines et ainsi d'améliorer sensiblement les performances (puissance proportionnelle au cube de la vitesse d'écoulement). L'ensemble résultant apparaît comme une **tour bi-colonnes carénée**. La hauteur de l'hydrolienne s'adapte à la profondeur du site d'implantation en ajustant le nombre d'**étages de turbine**.

Le cas échéant, un **système anti-débris** peut être installé sur la structure de maintien afin de dévier les corps solides contenus dans l'eau. Il est important de souligner que la problématique des

débris est bien différente de celle des turbomachines hydrauliques classiques où il n'y a pas de possibilités d'évacuation des débris et où les pertes de charges tolérées sont bien supérieures à celles des hydroliennes.

La configuration de tour bi-colonnes carénée fait l'objet de deux brevets supplémentaires déposés par Jean-Luc Achard, [Achard, et al., 2005] et [Achard, et al., 2007].

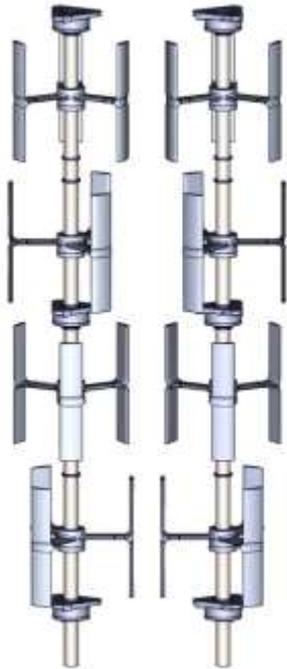


Figure 2-11. Colonne-turbines contrarotatives

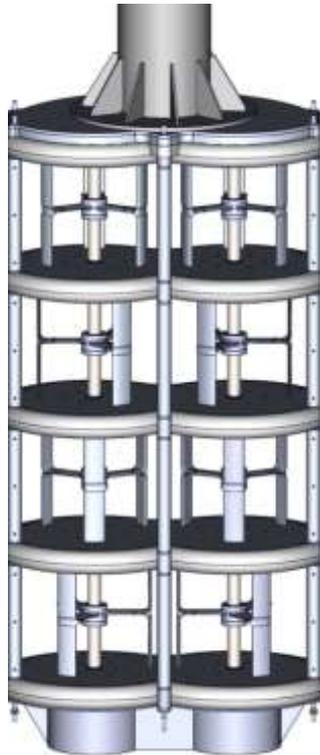


Figure 2-12. Tour bi-colonnes sans carénages



Figure 2-13. Tour bi-colonnes avec carénages

2.2.2 Avantages de la tour HARVEST

Les avantages fondamentaux d'une tour par rapport à une turbine seule isolée sont résumés dans les sections suivantes. Pour apprécier ces avantages, il convient d'abord de bien appréhender le cahier des charges des hydroliennes fluviales en le différenciant de celui des éoliennes (cf. section 1.1.1.2).

2.2.2.1 Performances

Le rendement propre à chaque turbine incluse dans une tour est supérieur au rendement de ces turbines immergées isolément. Cet effet est produit d'une part par la limitation de l'effet de contournement autour de chaque turbine, et d'autre part par l'accélération de l'eau produite par les carénages hydrodynamiques placés latéralement. Ainsi, avec un agencement de turbines judicieusement réparties, le rendement d'une turbine à flux transverse se trouve fortement amélioré, et peut même dépasser celui d'une turbine à flux axial.

La figure 2-14 montre de façon schématique le principe de fonctionnement des carénages. Les carénages latéraux créent des zones de survitesses au sein des turbines par un effet d'entonnement résultant de la dépression produite à l'arrière de la turbine par les carénages. L'étrave centrale crée des zones de sous-vitesses afin de masquer la remontée des pales au courant et permettre également de dévier le flux sur les zones de la turbine où l'incidence de la pale est la plus favorable.

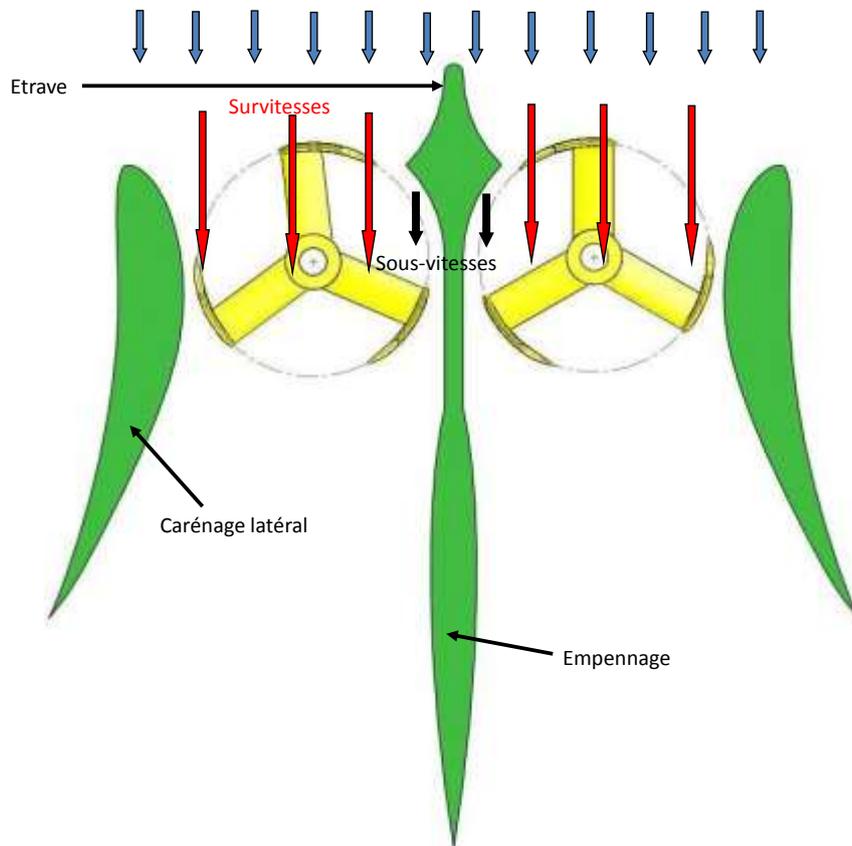


Figure 2-14. Vue de dessus schématique de la tour bi-colonnes carénée

2.2.2.2 Annulation des efforts transverses et qualité du sillage

Sur une tour telle que présentée sur la figure 2-14, la symétrie obtenue en synchronisant les deux colonnes, c'est-à-dire en imposant la même vitesse de rotation en sens opposé, permet d'annuler les efforts transverses à l'échelle de la tour. De plus, cette symétrie atténue l'intensité turbulente du sillage en supprimant les effets transverses. Remarquons également que l'écoulement sur une tour est assez bidimensionnel, permettant ainsi de limiter les interférences avec le sol et la surface libre, contrairement aux turbines à flux axial où l'écoulement est de forme conique.

2.2.2.3 Modularité du système

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 (figure 2-15), voire plus dans certaines applications.



Figure 2-15. Trois hydroliennes avec respectivement un étage, deux étages et trois étages
Source : Hydroquest SAS

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. 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.

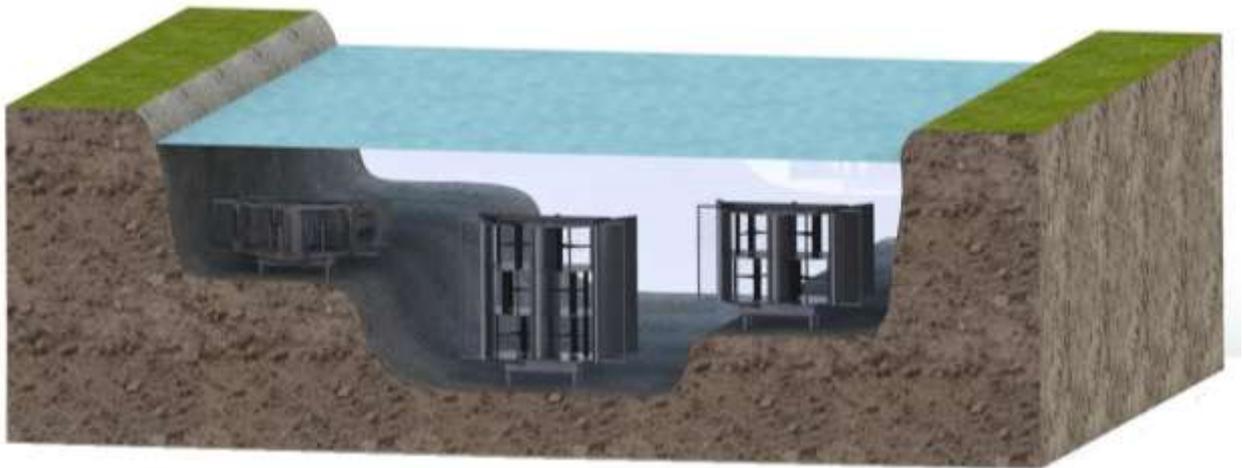


Figure 2-16. Illustration de la modularité du concept permettant de s'adapter à différentes profondeurs
Source : Hydroquest SAS

2.2.2.4 Facilité d'intégration de la génératrice électrique

En fonction de la dimension de la tour, il est possible d'intégrer une génératrice électrique par colonne ou une génératrice unique pour l'ensemble avec les axes reliés mécaniquement. La ou les génératrices se placent dans un caisson étanche immergé situé en bas ou en haut de la tour. L'évacuation des pertes caloriques se fait aisément par simple contact avec l'eau. De plus, cet emplacement est intéressant du point de vue hydrodynamique car il se situe en dehors du flux exploité par les turbines et ne constitue pas un obstacle central proéminent comme dans le cas des

hydroliennes à flux axial. Observons que dans le cas des éoliennes, cet inconvénient est moins critique car la taille de la nacelle contenant la génératrice est très petite en comparaison du diamètre du rotor.

Les génératrices utilisées sont de type synchrone à aimants permanents. Ces génératrices sont pilotées par un variateur de type AC-DC-AC. Sur le bus continu, un algorithme de type MPPT (Maximum Power Point Tracking) recherche le point de fonctionnement optimal de la machine en adaptant de façon itérative la vitesse de rotation en fonction de la vitesse d'écoulement. Pour ce faire, le variateur fait varier la tension aux bornes de la génératrice de sorte à maximiser le produit tension-intensité. Ensuite, un onduleur convertit le courant continu en courant alternatif adapté aux caractéristiques du réseau. Par exemple, si la connexion s'effectue sur le réseau français en Basse Tension, les caractéristiques seront 220 V - 50 Hz.

2.2.2.5 Occupation optimale de la section d'exploitation du flux

Les sections rectangulaires des tours HARVEST permettent d'exploiter le courant sur toute la hauteur d'eau disponible. Si, de plus, elles sont construites à partir d'un nombre variable d'étages de turbines, on peut disposer d'une grande souplesse dans l'architecture globale des parcs d'hydroliennes et concevoir des dispositions optimisées (disposition en rideaux, en quinconce, en épuisette, etc.). Plusieurs tours peuvent ensuite être associées pour former des **parcs d'hydroliennes** (figure 2-17). Les tours peuvent être ancrées séparément ou être associées pour former un faisceau de tours solidaires d'un même ancrage.



Figure 2-17. Exemple d'un faisceau de tours constituant un parc d'hydroliennes
Source : Hydroquest SAS

Ainsi, il est possible d'exploiter au mieux une grande variété de topologie de sites. Il devient alors possible de maîtriser finement l'impact d'un parc sur les courants naturels en jouant sur la distance entre les tours et les positions relatives des différents faisceaux. Une première étude concernant la disposition optimale des tours du concept HARVEST a été réalisée au LEGI par [Antheaume, et al., 2008].

Pour un site donné, il ne faut donc plus envisager une juxtaposition de « grandes » turbines à flux axial qui occultent seules une grande partie de la hauteur du flux incident, mais chercher une répartition optimale des tours constituées de turbines plus petites. Notons que cette possibilité de

disposition optimale avec de plus petites turbines n'est pas envisageable pour une collection de turbines à flux axial pour deux raisons :

- La canalisation de l'écoulement incident entre l'espace libre laissé par les turbines à flux axial, à la différence des tours composées de turbines à flux transverse, ne peut être optimale en termes de rendement car il n'y a pas de bénéfice véritable qui résulterait de leur simple juxtaposition. Dans le cas des tours suffisamment rapprochées, on reproduit bien entre celles-ci la canalisation propre aux sections rectangulaires : une partie importante de l'écoulement est confiné et donc obligé de traverser les turbines (figure 2-18a). En revanche, pour les turbines à flux axial on ne peut que reproduire la canalisation propre aux sections circulaires. Une partie plus grande de l'écoulement s'échappe dans l'espace libre et moins d'énergie est récupérée (figure 2-18b) ;
- Il n'est pas possible pour les turbines à flux axial de mutualiser une seule génératrice électrique pour plusieurs turbines en série montées sur un même axe de rotation (turbines à flux axial l'une derrière l'autre) car de grandes distances entre turbines sont nécessaires pour éviter les effets de sillage des turbines amont sur les turbines aval.

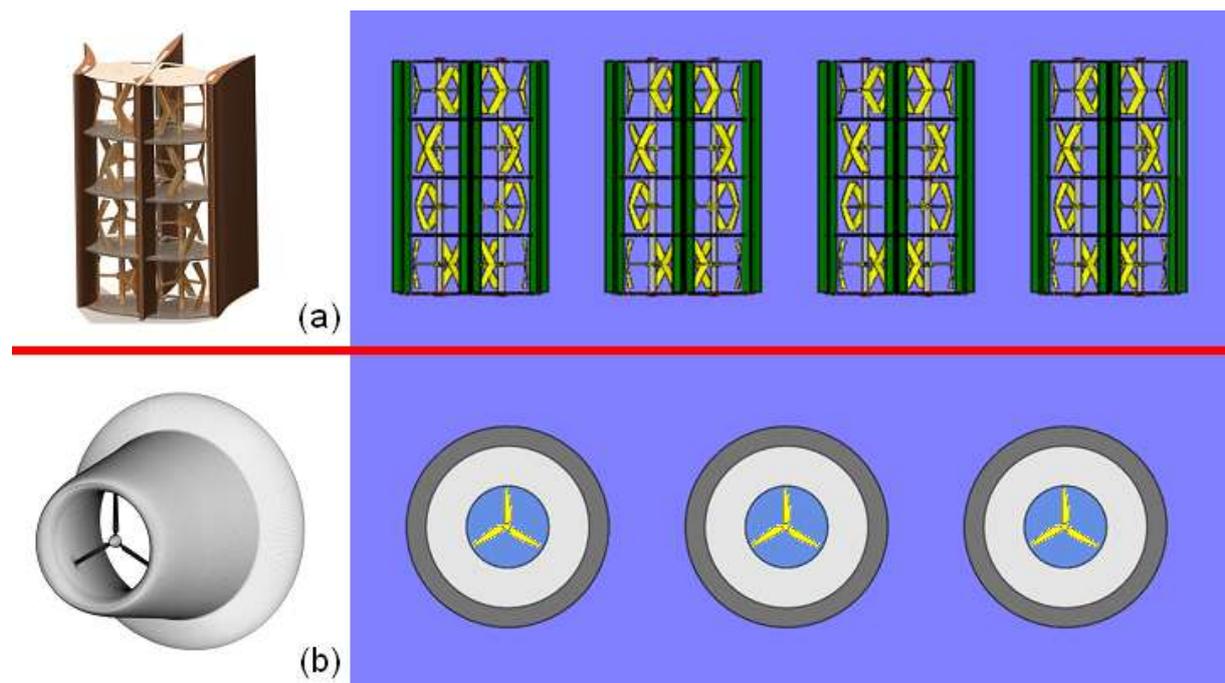


Figure 2-18. (a) Canalisation optimale de l'écoulement grâce aux sections rectangulaires des tours HARVEST ; (b) La canalisation propre aux sections circulaires des turbines à flux axial est moins performante

2.3 Systèmes de fixation

Le choix d'avoir une installation visible, c'est-à-dire une hydrolienne tenue depuis un dispositif flottant, ou alors invisible, donc fixée sur le fond, est déterminant pour le prix de revient et l'acceptabilité de l'installation. Les conditions fluviales et marines ont des paramètres tout à fait différents.

Pour les applications marines, où la majorité de la ressource se trouve à des profondeurs importantes, parfois au-delà de 40 mètres, l'utilisation d'un système complètement immergé a donc 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. L'émergence de ces structures les rendrait en effet 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 constitués par les tempêtes. En contrepartie, un système totalement immergé rend l'accès à l'hydrolienne difficile, compliquant ainsi les opérations d'installation et de maintenance.

Dans le cas des applications fluviales, l'absence de houle et les faibles profondeurs rencontrées, incitent à se rapprocher le plus possible de la surface, où les vitesses d'écoulement sont les plus fortes. Dans ces conditions, les systèmes flottants deviennent alors très pertinents en particulier parce qu'ils simplifient radicalement l'installation et la maintenance des systèmes.

Le tableau de la figure 2-19 résume les principaux avantages et inconvénients de chacune des solutions.

Paramètres	Fixé au fond	Fixé sur une structure flottante
Acceptabilité	++	-
Facilité d'installation/maintenance	-	+++
Facilité de démantèlement	-	+++
Coût de revient	-	+
Gestion des débris / nettoyage du système	---	+++
Gestion des crues (exploitation fluviale)	---	+++
Impact des tempêtes (exploitation marine)	+++	---

Figure 2-19. Synthèse comparative des systèmes fixés au fond ou sur une structure flottante

Dans les sections suivantes, nous nous proposons de présenter les systèmes de fixation existants en quatre catégories : (i) les pieux, (ii) les fondations gravitaires, (iii) les structures flottantes, (iv) les radiers ancrés.

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 technologies d'ancrage peuvent être envisagées en association avec différentes stratégies de répartition spatiale des tours. En résumé, le choix des ancrages et les répartitions spatiales des tours ouvrent à une large gamme de configurations de fermes et devra être réalisé au cas par cas selon les sites.

2.3.1 Hydrolienne fixée à un pieu

Les pieux sont des éléments préfabriqués, en acier ou en béton, qui sont enfoncés par battage (principe du clou et du marteau). Le battage peut être simple, ou pilonné. Par ailleurs dans les solutions mixtes acier/béton, soit on enfonce un tube et on coule le béton, que l'on bat par petites quantités, soit on remplit le tube directement de béton avant de battre. Les pieux peuvent également être installés par forage. Une variante des pieux conventionnels est le « drilled pile system » : un système de forage est rattaché au pieu et permet de l'enfoncer à la profondeur voulue sans l'affaiblir par suite de la mise en rotation; une fois implanté, le système de forage est remonté à la surface et peut être utilisé de nouveau.

Ce système de fixation, utilisé par l'hydrolienne Seagen de Marine Current Turbines (figure 2-20 et Annexe B.3.1), est fiable (bonne résistance aux efforts d'arrachement) et durable. Il a en revanche plusieurs inconvénients. Les opérations de forage ou de battage nécessaires à l'installation du pieu sont techniquement difficiles et coûteuses : elles limitent les profondeurs exploitables à 40 m, alors que l'essentiel de la ressource est situé par des fonds plus importants. Ensuite le sol du lieu où il doit être installé (sables, argiles) doit posséder de bonnes capacités géo mécaniques notamment pour le forage. Enfin, ces installations nécessitent la présence de dispositifs de surveillance sous l'eau.



Figure 2-20. Hydrolienne Seagen avec un pieu fiché dans le fond
Source : Marine Current Turbines

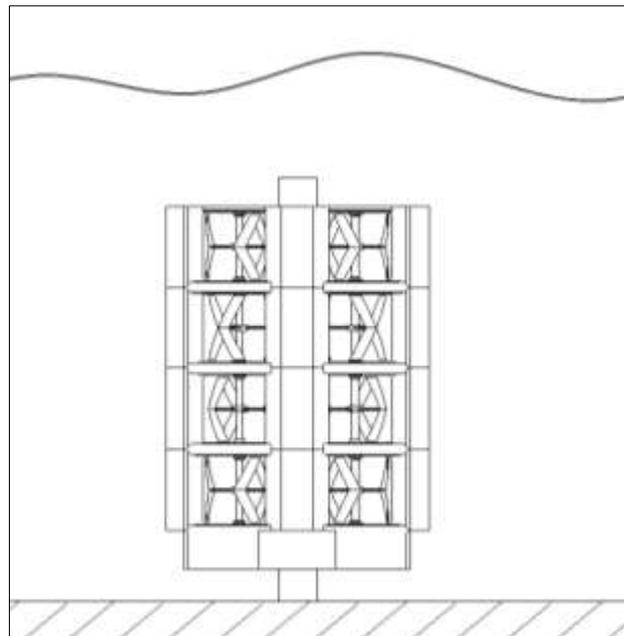


Figure 2-21. Hydrolienne HARVEST montée sur un pieu fiché dans le fond

L'hydrolienne HARVEST est bien adaptée à ce type d'ancrage puisqu'un logement sur l'étrave centrale peut être prévu pour permettre le passage d'un pieu (figure 2-21).

2.3.2 Hydrolienne posée au fond avec une fondation gravitaire

Les fondations gravitaires permettent de fixer l'hydrolienne à un corps pesant, bloc ou plaque en béton armé par exemple, que l'on place au fond de l'eau. L'hydrolienne fixée au corps pesant se trouve stabilisée par le poids et par le frottement exercé sur le sol en place de ce dernier. C'est également le principe selon lequel opèrent les ancrs VLA, semblables aux ancrs de bateaux, qui pénètrent spontanément dans le sol de par leur poids. Le coût de tels corps pesants est faible. En revanche, l'installation de blocs/plaques demande d'avoir un sol relativement plat, ce qui peut poser des problèmes. Ensuite ces corps pesants reprennent mal les efforts horizontaux et sont en outre sujet à l'affouillement. Par ailleurs, les ancrs VLA demandent des sols mous. Enfin le transport de tels corps pesants est coûteux. L'hydrolienne OpenHydro, par exemple, est dotée d'un trépied gravitaire de plusieurs centaines de tonnes qui assure le maintien de l'hydrolienne (figure 2-22 et Annexe B.3.2). Même si ce système a été testé et a prouvé son efficacité sur certains sites, sa taille et son poids restent contraignants pour le déploiement industriel.



Figure 2-22. Hydrolienne à centre ouvert montée sur un tripode gravitaire. Source : OpenHydro

2.3.3 Hydrolienne fixée à un radier ancré

La caractéristique des radiers ancrés est de ne pas relier directement la structure à maintenir au système d'ancrage ou de fondation ; ce dernier système sera fixé sur la face inférieure du radier, la structure étant fixée sur la face supérieure. On dispose alors de plus de liberté sur le système d'ancrage ou de fondation. Au lieu d'un système unique d'ancrage, on peut multiplier ces systèmes à la périphérie du radier tout en les choisissant beaucoup plus petits. On peut ainsi répartir au mieux les moments anti-basculement. Partant de différentes formes et surfaces de radiers, les solutions à cloche ou à pieu ont suscité pour des applications spécifiques des analyses

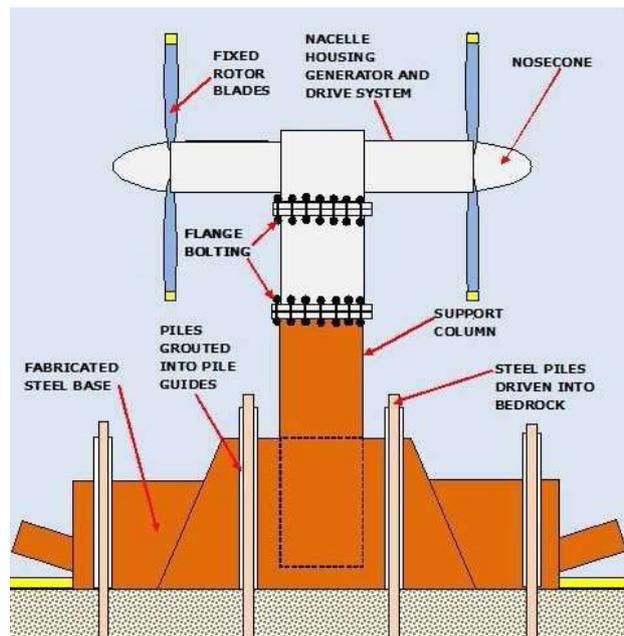


Figure 2-23. Hydrolienne AK1000 montée sur un radier ancré
Source : Atlantis Resources Corporation

approfondies. Le nombre de pieux (ou de cloches) et leurs positionnements au sein de la surface circonscrite du radier sont des paramètres libres qu'il reste à optimiser en terme de coût et de sécurité de maintien. Ainsi, certaines sociétés commencent à utiliser des systèmes de tripodes, où l'élément d'ancrage est remplacé par trois éléments plus petits. Des comparaisons entre deux types de tripodes, l'un avec des éléments « pieux » l'autre avec des éléments « ancrés à succion » ont été effectuées sur deux sites au Danemark (Rodsand et Horns Rev), et il en est ressorti que le dernier type de tripode était globalement plus rentable.

Les ancrés à succion sont creusés et peuvent être cylindriques ou en forme de trièdre. On les enfonce dans le sol en pompant l'eau qui se trouve à l'intérieur. Ces ancrés peuvent atteindre 10 à 25 m de hauteur et 3 à 7 m de diamètre. Le vide qui se forme à l'intérieur rend l'ancre difficile à arracher. En outre, en assurant la cohésion du sol elle permet de résister aux efforts inclinés. Par rapport aux pieux, les ancrés à succion sont du point de vue des dépenses énergétiques plus faciles à mettre en place, parce qu'elles ne nécessitent qu'une pompe pour faire le vide à l'intérieur. Elles permettent ainsi d'envisager la fixation de structures à de très grandes profondeurs. Elles sont en revanche délicates à positionner : l'alignement nécessite des capteurs nombreux et le système de dépressurisation n'est pas toujours fiable. Ensuite, elles sont lourdes et encombrantes lors du transport sur site. Enfin, elles partagent avec les pieux un coût d'installation élevé et l'exigence de sols particuliers (sables, argiles).

D'autre part, issues du secteur de l'exploitation pétrolière ou gazière offshore, les structures dites « jacketed piles », sont constituées de tubes soudés qui sont reliés vers le haut à un mono pieu portant la turbine et qui viennent s'encastrent vers le bas sur un radier, lui-même ancré par des « mini pieux » au fond de l'eau. Par ce biais, la solution mono pieu bénéficie d'une plus large emprise sur le fond, et peut accéder à des profondeurs supérieures et/ou à des sols rocheux. Ce sont également les technologies utilisées ou envisagées en éolien offshore.

2.3.4 Hydrolienne fixée par le haut depuis une barge flottante

Les structures flottantes peuvent être émergées, comme les barges de forage de pétrole ou semi-immergées. Dans tous les cas, elles sont arrimées par un système de câbles au fond de l'eau ou en bordure du fleuve. Cette solution présente beaucoup d'avantages :

- Les seuls contacts avec le sol se situent au niveau de l'ancrage de la barge. C'est donc la solution la moins intrusive pour le sol et donc la plus générique. Pas besoin de connaître précisément la bathymétrie d'un site pour installer les hydroliennes.
- La maintenance est grandement facilitée car la machine peut être émergée depuis la barge sans moyens lourds, pour l'inspection et la maintenance légère, et la barge peut être ramenée à quai avec un simple remorqueur pour la maintenance lourde ou le remplacement.

2. Le convertisseur HARVEST

- Dans les fleuves ou les estuaires, les vitesses importantes se situent proches de la surface. Il est donc préférable d'être bien positionné par rapport à la surface libre et de faire varier la distance avec le sol en fonction du tirant d'eau.
- La signalisation du système est assurée.

Il y a néanmoins deux inconvénients majeurs pour les applications marines :

- La barge occulte la surface de la mer (gêne ou incompatibilité avec l'activité de pêche ou les transports maritimes, pollution visuelle, etc.)
- Le maintien de la structure flottante doit être dimensionnée en tenant compte des traînées de vagues les plus dangereuses. En conclusion, elle doit être nettement surdimensionnée par rapport à son régime nominal

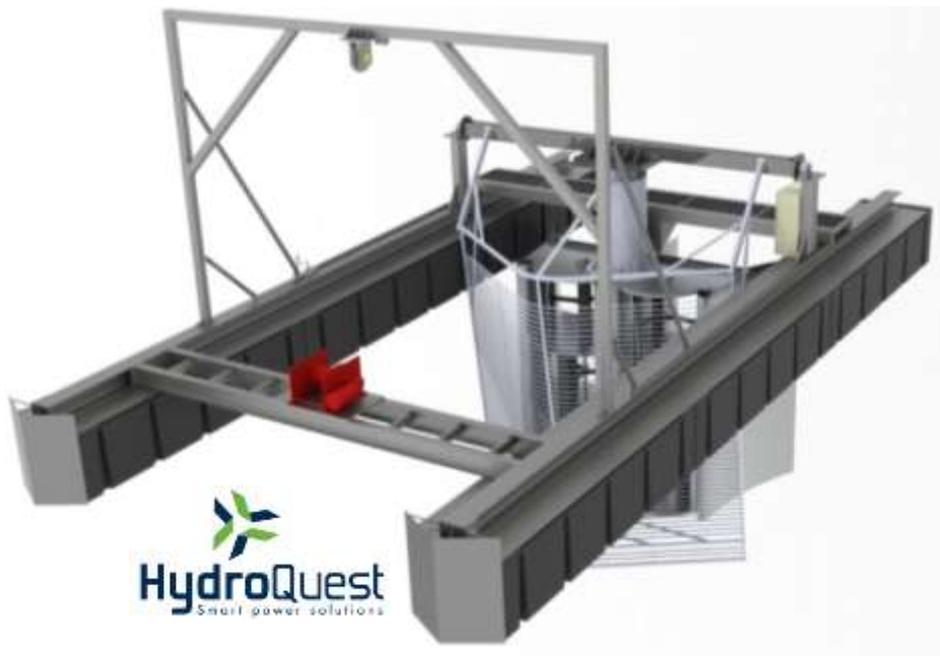


Figure 2-24. Hydrolienne HARVEST montée sur une barge flottante
Source : Hydroquest SAS

Deuxième partie

3. Conception de la turbine ACHARD

Le chapitre précédent se proposait d'apporter une vue d'ensemble du convertisseur HARVEST, de son architecture et de tous ses constituants. La turbine, élément essentiel du convertisseur y était rapidement décrite et ses particularités situées par rapport aux turbines existantes. Le chapitre présent va se focaliser sur l'étude de cette turbine.

Elle sera tout d'abord replongée dans le cadre général des turbines à flux transverse dont on donnera une définition approfondie des paramètres géométriques et hydrodynamiques. Il sera ensuite possible de présenter tous les travaux d'innovation qui ont permis d'améliorer à divers égards le fonctionnement de ce type turbine et d'aboutir à la définition actuelle de la turbine Achard. Dans cette perspective, trois objectifs d'amélioration du rendement seront d'abord envisagés qui portent successivement sur le dessin (i) de la pale entre ses deux extrémités (ii) du bout de pale (iii) du raccordement bras-pale. L'amélioration du rendement passera ensuite par (iv) la mise en place d'un confinement axial avec son impact sur le bout de pale. Enfin un cinquième objectif (v) visera l'amélioration de l'auto-démarrage et de l'uniformisation du couple moteur.

3.1 Paramètres descriptifs des turbines à flux transverse

Les turbines à flux transverse sont constituées de pales tournant autour d'un axe de rotation commun auquel elles sont reliées suivant divers modes, qui est placé perpendiculairement à la direction du flux incident. Ces pales sont entraînées par la force de portance engendrée par l'écoulement autour des profils d'aile. Pour mieux quantifier les forces hydrodynamiques agissant sur les pales, ce chapitre débute par une description générale de la cinématique des turbines à flux transverse en analysant le mouvement de rotation d'une pale isolée ; les aspects non permanents seront dans un premier temps mis entre parenthèse pour juger de l'orientation des efforts sur les pales. Les principaux paramètres géométriques et hydrodynamiques caractérisant les turbines à flux transverse sont ensuite définis. La section se clôt par l'étude du phénomène de décrochage dynamique, susceptible d'apparaître au cours du fonctionnement de machines composées de profils à variation cyclique d'incidence, dont font partie les turbines à flux transverse.

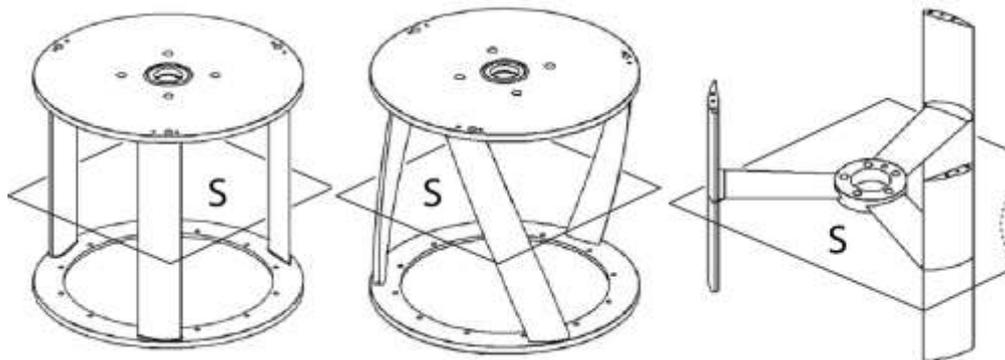


Figure 3-1. Turbines à flux transverse typiques (Darrieus, Gorlov et Achard)

3.1.1 Les repères utilisés

Il y a différentes formes de turbines à flux transverse mues par les forces de portance (figure 3-1) mais toutes utilisent le même principe de propulsion.

La figure 3-2 présente une coupe selon le plan transversal S d'une pale constituée d'un profil d'aile de corde c qui tourne autour d'un axe vertical \vec{Z} avec une vitesse angulaire constante $\vec{\omega}$ en mouvement de rotation dans un fluide de masse volumique ρ et de viscosité cinématique ν . 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 $\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z}$ sont définis tels que le vecteur \vec{X} est parallèle à la vitesse du courant à l'infini amont, donnée par le vecteur \vec{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 (Φ, r, Z) qui permet de définir le point moyen M sur la corde du profil de la pale par sa position angulaire $\Phi = \theta$ (qui se trouve donc classiquement mesurée dans le sens anti-horaire) et par sa position radiale définie par $r = R$.

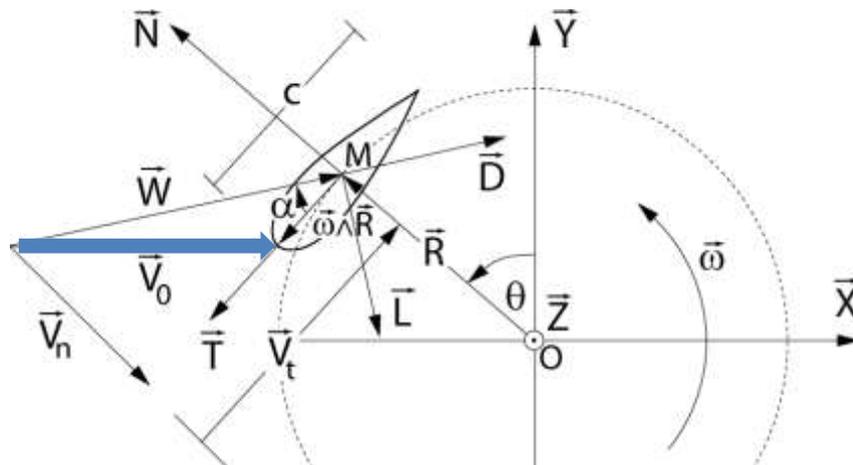


Figure 3-2. Coupe d'une pale selon le plan transversal S

- Ensuite, dans le plan transversal S, un repère relatif lié à la pale dont l'origine est M et dont les vecteurs unitaires tangents aux lignes coordonnées sont \vec{N} et \vec{T} dans cet ordre. On remarque que \vec{N} , définit un axe qui passe par O alors que \vec{T} est porté par un axe tangent au cercle de rotation parcouru par M. La vitesse linéaire de la pale est donc $\vec{\omega} \wedge \vec{R}$ où $\vec{R} = R\vec{N}$. 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 S , un deuxième repère relatif dont l'origine est M mais dont le deuxième vecteur unitaire \vec{D} est parallèle et opposé avec la vitesse relative du fluide incident à l'infini amont qui s'écrit :

$$\vec{W} = \vec{V}_0 - \vec{\omega} \wedge \vec{R} \quad (3-1)$$

Le premier vecteur unitaire \vec{L} est normal à \vec{D} . La vitesse relative \vec{W} est la vitesse avec laquelle le courant attaque la pale sous l'angle d'incidence α que forme le vecteur \vec{T} avec le vecteur \vec{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 trainée et de portance ; il est appelé repère Eiffel.

$$\vec{W} = \vec{V}_0 - \vec{\omega} \wedge \vec{R} \quad (3-2)$$

La figure 3-3 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 \vec{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 trainée 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.

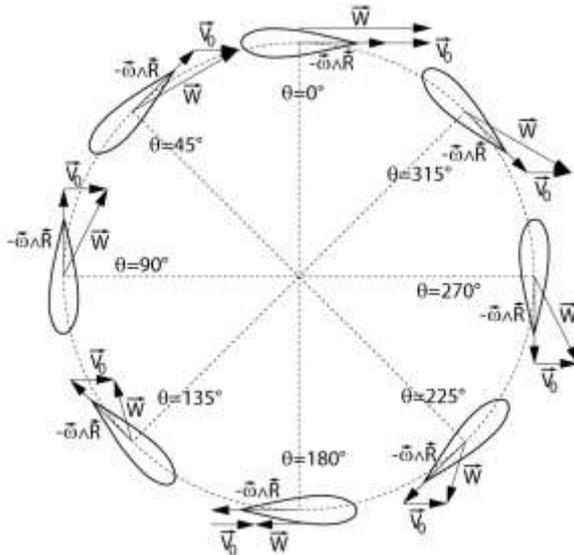


Figure 3-3. Triangle de vitesses

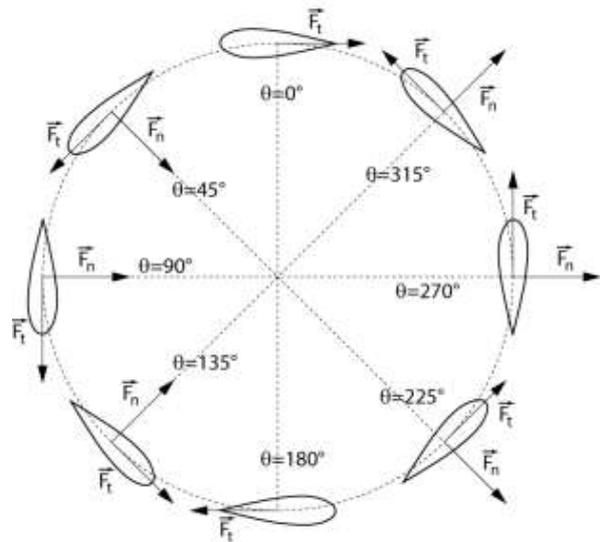


Figure 3-4. Efforts résultants sur la pale

La figure 3-4 présente les composantes tangentielle \vec{F}_t et normale \vec{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 3-3 :

$$\begin{Bmatrix} \vec{F}_t \\ \vec{F}_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos \theta & -\sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{F}_x \\ \vec{F}_y \end{Bmatrix} \quad (3-3)$$

Dans le demi-disque amont, quand θ augmente depuis la position 0° , la force tangentielle devient motrice et atteint un maximum près de 90° 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° et 180° , la pale subit une force tangentielle opposée à la rotation.

La force normale est déterminante pour la tenue mécanique des pales. La figure 3-4 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.

3.1.2 Définition des paramètres géométriques

3.1.2.1 Allure générale et dimensions globales

La figure 3-5 montre l'allure générale d'une turbine à flux transverse. Ces turbines sont munies de pales profilées identiques, soutenues par des bras également formés de profils hydrodynamiques ou par des flasques disposés dans les extrémités supérieures et inférieures des pales. Sur cette image, ni les bras ni les flasques ne sont représentés.

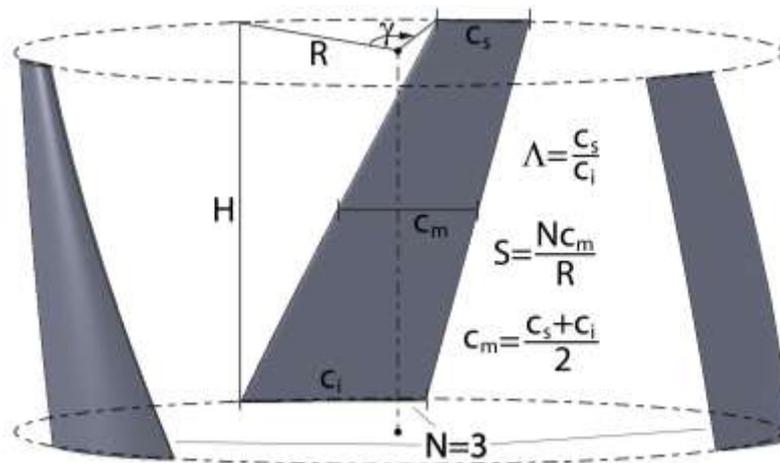


Figure 3-5. Paramètres géométriques d'une hydrolienne à flux transverse

D'un point de vue global, à l'échelle d'une machine, la turbine peut être définie par 4 paramètres géométriques principaux :

- 1) Le nombre N de pales constituant la turbine ;
- 2) Le rayon R de la turbine (ou son diamètre $D = 2R$) ;
- 3) La hauteur H des pales ;
- 4) La corde moyenne c_m de chaque pale (si la variation de la corde suivant la hauteur de la turbine est supposée linéaire) ;
- 5) L'angle d'enroulement γ ou la flèche φ ;

3.1.2.2 Solidité S

La solidité 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. Du point de vue de la Mécanique des Fluides, ce paramètre caractérise la « porosité » de la machine vis-à-vis de l'écoulement incident. Plusieurs formules sont employées pour calculer la solidité à partir des paramètres géométriques principaux. Au LEGI, la définition adoptée est celle donnée par l'équation 3-4 :

$$S = \frac{Nc_m}{R} \quad (3-4)$$

3.1.2.3 Angle d'enroulement γ ou flèche

L'angle d'enroulement γ est l'angle fait par le bord d'attaque de la pale s'enroulant sur une courbe hélicoïdale de rayon R . En considérant une vue de dessus de la turbine suivant l'axe de rotation, cet angle peut être également considéré comme celui décrivant le secteur circulaire de rayon R reliant le bord d'attaque du profil inférieur et le bord d'attaque du profil supérieur d'une des pales (figure 3-6).

En ce qui concerne le comportement mécanique, un angle d'enroulement important répartit le chargement hydrodynamique appliqué sur les pales pour une position angulaire donnée. Cette répartition se traduit globalement par un lissage bénéfique du couple moteur sur un tour, accompagnée d'une réduction des vibrations mécaniques. En contrepartie, il en résulte une perte de rendement plus ou moins importante. Dans le même temps, surtout si une des extrémités des pales est libre, un angle d'enroulement important augmente les contraintes mécaniques à l'intérieur de l'extrémité encastrée, compromettant ainsi la tenue mécanique.

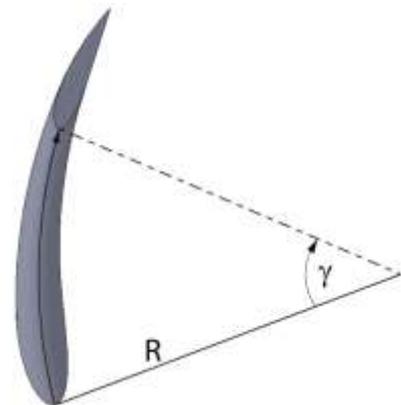


Figure 3-6. Angle d'enroulement ou de couverture circulaire γ

3.1.2.4 Rapport d'effilement Λ

Le rapport d'effilement Λ est une constante qui contrôle la transformation homothétique des profils suivant l'envergure de la pale. Il est défini selon l'équation 3-5 : le ratio entre la corde des profils supérieur et inférieur. Comme la variation des cordes des profils intermédiaires est linéaire, la corde moyenne c_m peut être calculée par l'équation 3-6, qui représente la moyenne algébrique des cordes des profils supérieur et inférieur de la pale. La corde moyenne n'est pas modifiée par le rapport d'effilement Λ , conservant ainsi une valeur identique à la corde constante de l'aile lorsque ce paramètre vaut 1.

$$\Lambda = \frac{c_s}{c_i} \quad (3-5)$$

$$c_m = \frac{c_s + c_i}{2} \quad (3-6)$$

Le rapport d'effilement vise à améliorer la tenue mécanique, surtout quand une des extrémités de la pale est libre. Cependant, du point de vue hydrodynamique, un effilement important privilégie l'écoulement vers les zones de solidité plus faible et diminue le rendement. Pour ne pas pénaliser les performances hydrodynamiques, il est possible d'utiliser un rétrécissement d'épaisseur en gardant constante la corde de la pale. Cet « effilement de corde » permettrait de préserver l'avantage mécanique, au détriment d'un changement de type (ou famille) de profil. L'utilisation d'une aile à profil évolutif complique l'étude hydrodynamique de l'ensemble car les coefficients hydrodynamiques associés à tous ces profils diffèrent.

3.1.2.5 Profil des pales et mode de projection sur le cercle de rotation

Un profil hydrodynamique est défini comme le contour géométrique obtenu par la coupe d'un plan perpendiculaire à l'axe de rotation de la turbine. La forme du profil est une caractéristique essentielle, qui influe grandement sur les caractéristiques hydrodynamiques des pales et en conséquence sur les performances de la turbine. La figure 3-7 rappelle le vocabulaire générique d'un profil hydrodynamique.

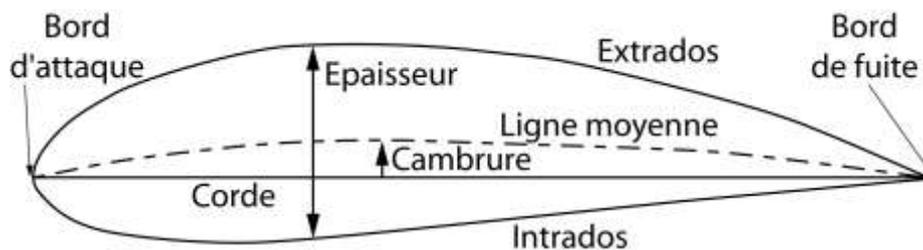


Figure 3-7. Vocabulaire générique d'un profil hydrodynamique

Un profil est constitué d'une ligne fermée, qui relie deux points : le bord d'attaque, point extrême avant du profil dans le sens de l'écoulement, et le bord de fuite, point extrême arrière. La corde est la droite qui joint le bord d'attaque au bord de fuite. La ligne moyenne est créée à partir de toutes les demi-épaisseurs du profil définies entre les bords d'attaque et de fuite. La distance entre la corde et la ligne moyenne caractérise la cambrure du profil. L'extrados est la face du même côté que la cambrure, tandis que l'intrados est celle du côté opposé.

En tenant compte du mode de fonctionnement de la turbine, il convient de projeter les pales sur le cercle de rotation. Plusieurs modes de projection sont possibles. La technique de projection adoptée par le LEGI consiste à projeter la corde du profil des pales sur le cercle de rotation de la turbine suivant la direction radiale, de sorte que la ligne moyenne se confonde avec le rayon $r = R$ de la turbine (figure 3-8). Si le profil initial était symétrique, il devient alors asymétrique.

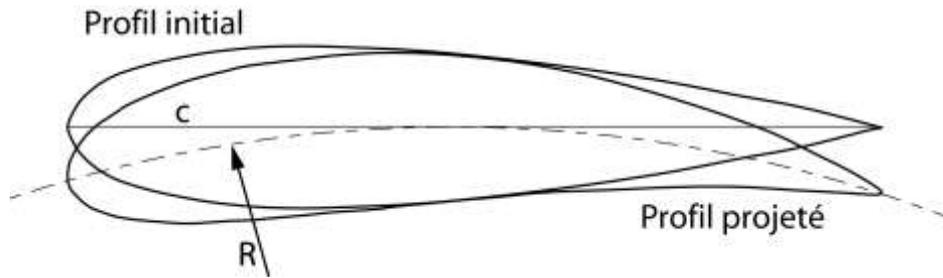


Figure 3-8. Mode de projection radiale

3.1.2.6 *Éléments de liaison pale-arbre*

Les pales des turbines à flux transverse doivent être reliées à un arbre tournant afin que le couple produit par l'écoulement fluide soit transmis à la génératrice électrique. Deux types principaux de liaison sont utilisés : des flasques (figure 3-9) ou des bras convergeant vers un moyeu de fixation (figure 3-10).

Les flasques sont normalement disposés sur les extrémités des pales et peuvent participer au confinement de l'écoulement, au prix d'une augmentation de la traînée. En ce qui concerne les bras, le nombre, la géométrie et le positionnement sur la hauteur de la pale sont généralement d'abord définis par des contraintes mécaniques, la réduction des pertes hydrodynamiques étant généralement envisagée dans une seconde étape.

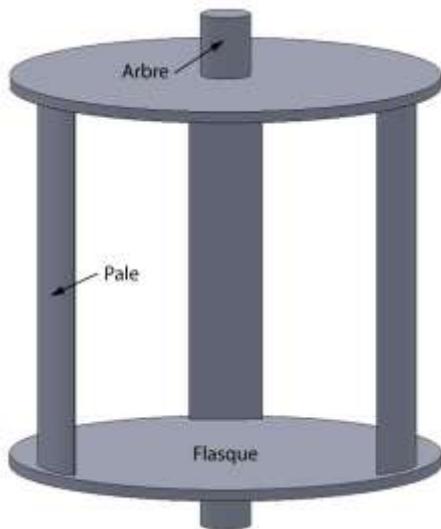


Figure 3-9. Liaison de type flasque

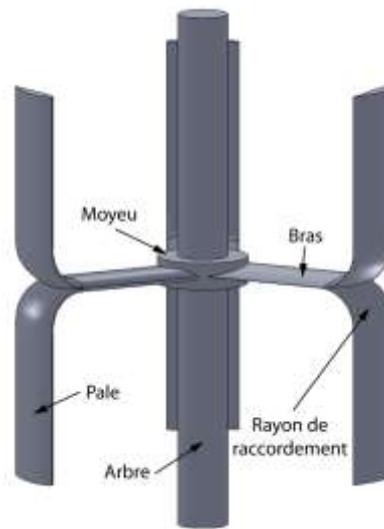


Figure 3-10. Liaison de type bras

3.1.2.7 *Génération automatique de pales de turbines*

La variété et la complexité des géométries étudiées ont conduit le LEGI à développer un logiciel dédié à la génération automatique des pales de turbines. Cet outil reprend l'ensemble des paramètres géométriques en vue d'une application spécifique, et ce quel que soit l'échelle (maquettes ou machines réelles).

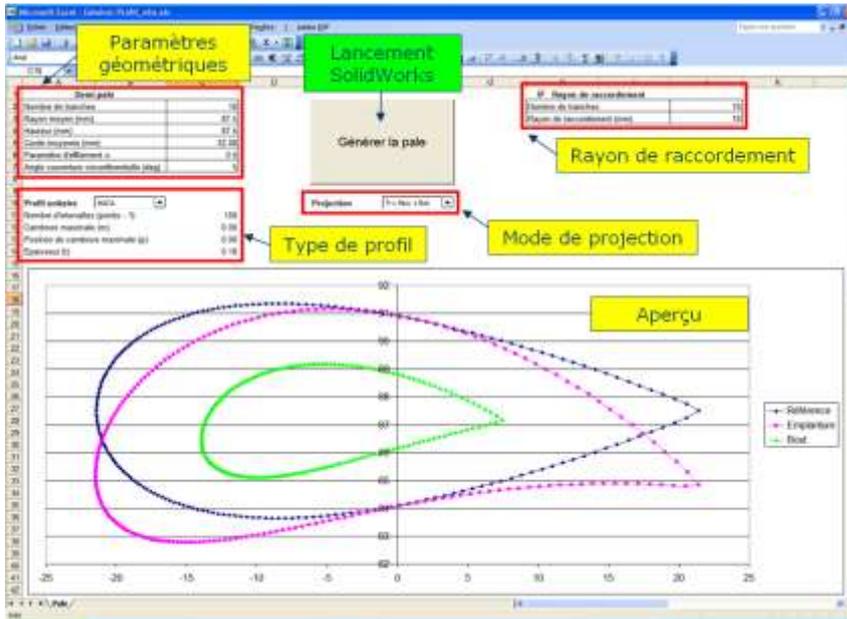


Figure 3-11. Interface du programme de génération automatique

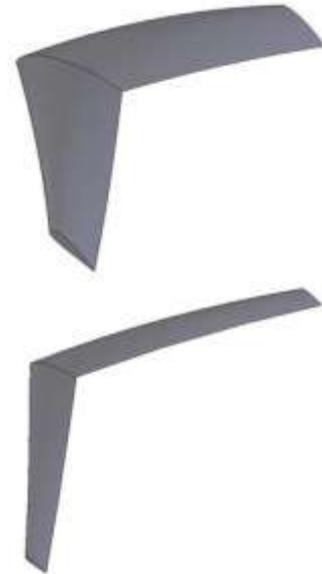


Figure 3-12. Exemples de pales

La routine de génération automatique a été programmée par Jeronimo Zanette en langage Visual Basic for Applications (VBA). Les paramètres géométriques décrits tout au long de cette section ont été formalisés sous forme de fonctions mathématiques particulières. L'interface du programme de génération est accessible à partir d'une feuille Excel (figure 3-11) et permet de définir toutes les valeurs quantitatives des paramètres géométriques laissés libres. Par la construction automatique d'un ensemble de sections en trois dimensions complétée par une fonction habillage, les pales sont construites comme l'illustrent les exemples de la figure 3-12.

La durée de génération automatique d'une pale est de l'ordre de la minute. Les géométries sont ainsi définies au sein de l'outil standard SolidWorks pour être ensuite simulées sur un logiciel CFD (Computational Fluid Dynamics). Enfin, la dernière étape consiste à vérifier que les géométries potentiellement performantes peuvent résister aux chargements hydrodynamiques imposés. Cette vérification peut être réalisée en utilisant un logiciel de mécanique de solides, fondé sur la méthode des éléments finis.

3.1.3 Définition des 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.

3.1.3.1 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 :

- 1) 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 :

$$Re_c = \frac{R\omega c}{\nu} \quad (3-7)$$

- 2) Nombre de Reynolds associé à la turbine : défini en considérant le diamètre D de la turbine et la vitesse V_0 du fluide amont :

$$Re_D = \frac{V_0 D}{\nu} \quad (3-8)$$

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.

3.1.3.2 Paramètre d'avance ou vitesse spécifique λ

Le paramètre d'avance ou vitesse spécifique λ 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, défini par l'équation 3-9 :

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_0} \quad (3-9)$$

3.1.3.3 Angle d'incidence ou angle d'attaque

Ayant la même origine, définie par le point M, les deux repères relatifs introduits dans la section 3.1.1 sont déphasés d'un angle α . Appelé angle d'incidence ou angle d'attaque, l'angle α mesure l'inclinaison de la corde du profil par rapport à la vitesse relative \vec{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 3-10 :

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\vec{W} \cdot \vec{n}}{\vec{W} \cdot \vec{t}}\right) \quad (3-10)$$

Les vecteurs unitaires \vec{t} et \vec{n} du repère relatif lié à la pale sont reliés à la base unitaire \vec{x} et \vec{y} du repère absolu par la relation 3-11 :

$$\begin{aligned} \vec{t} &= -\cos \theta \vec{x} - \sin \theta \vec{y} \\ \vec{n} &= -\sin \theta \vec{x} + \cos \theta \vec{y} \end{aligned} \quad (3-11)$$

Admettant la vitesse \vec{V}_0 parallèle à l'axe \vec{X} et en utilisant les relations 3-2 et 3-11, l'équation 3-10 devient :

$$\alpha = \arctan\left(\frac{-V_0 \sin \theta}{-V_0 \cos \theta - \omega R}\right) \quad (3-12)$$

A l'aide de l'expression 3-9, l'angle d'incidence α et le module de la vitesse d'attaque W peuvent s'exprimer en fonction uniquement du paramètre d'avance λ et de la position angulaire θ de la pale :

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\sin \theta}{\cos \theta + \lambda}\right) \quad (3-13)$$

$$W = V_0 \sqrt{1 + 2\lambda \cos \theta + \lambda^2} \quad (3-14)$$

La figure 3-13 montre la variation de l'angle d'incidence α pour les différentes valeurs de λ . L'angle d'incidence décroît lorsque le paramètre d'avance λ croît. On note que pour une valeur de λ fixée, α 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 3-13, il est aussi possible de remarquer que l'angle de décollement statique (entre 12° et 15° pour de nombreux types de profil selon [Abbot, et al., 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 (λ 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 3.1.4.2, où sont rappelés les phénomènes de décrochage dit dynamique).

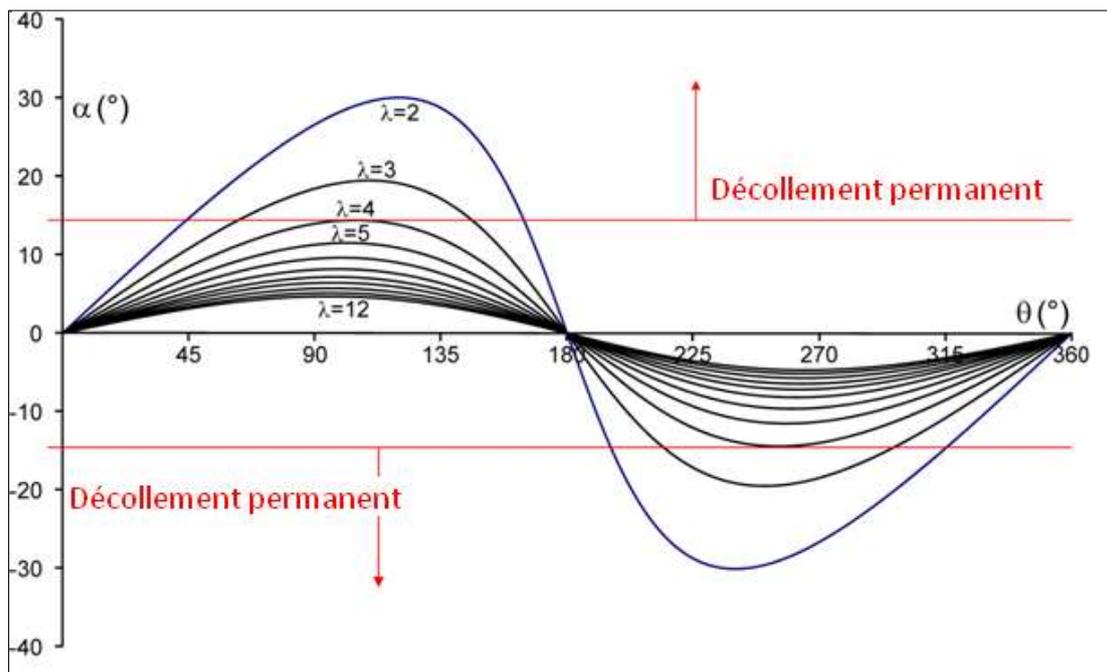


Figure 3-13. Influence du paramètre d'avance λ sur l'angle d'incidence α en fonction de la position angulaire θ

3.1.3.4 Coefficients de force, couple et puissance

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 sont généralement normalisées par la corde c du profil (et sa hauteur H si la troisième dimension est prise en compte), ainsi que le module de la vitesse d'attaque W et la masse volumique ρ du fluide, suivant les équations 3-15 :

$$\begin{aligned} C_D &= \frac{F_d}{0,5\rho cW^2} & C_L &= \frac{F_l}{0,5\rho cW^2} \\ C_T &= \frac{F_t}{0,5\rho cW^2} & C_N &= \frac{F_n}{0,5\rho cW^2} \end{aligned} \quad (3-15)$$

Ces coefficients sont reliés entre eux par l'équation 3-16 :

$$\begin{Bmatrix} C_D \\ C_L \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & -\cos \alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} C_T \\ C_N \end{Bmatrix} \quad (3-16)$$

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 de la machine, respectivement dans les sens longitudinal, transversal et axial. Dans les équations 3-17, les forces hydrodynamiques qui agissent sur la turbine dans les trois directions de l'espace sont normalisées par le diamètre D de la turbine (et sa hauteur H si la troisième dimension est prise en compte), ainsi que la vitesse V_0 à l'infini amont et la masse volumique ρ du fluide :

$$C_x = \frac{F_x}{0,5\rho DV_0^2} \quad C_y = \frac{F_y}{0,5\rho DV_0^2} \quad C_z = \frac{F_z}{0,5\rho DV_0^2} \quad (3-17)$$

Le coefficient de couple est défini en fonction du couple dimensionnel C (ou moment de rotation M_z) délivré par la turbine. Outre les variables déjà utilisées pour définir les coefficients de force de la turbine, le rayon R de la machine intervient dans la formule adimensionnée :

$$C_c = \frac{C}{0,5\rho DRV_0^2} \quad (3-18)$$

Le coefficient de puissance est le paramètre le plus représentatif de la performance de la turbine. Il donne le rendement de la machine, défini comme le rapport entre la puissance motrice P recueillie

sur l'axe de rotation et la puissance cinétique théorique de l'écoulement à l'infini amont qui traverse la section transversale du rotor :

$$C_P = \frac{P}{0,5\rho DV_0^3} \quad (3-19)$$

Selon la théorie de Betz, fondée sur un modèle de tube de courant unidirectionnel, le coefficient de puissance moyen sur un tour ne peut pas dépasser 59%.

Sachant que $P=C\cdot\omega$, le coefficient de puissance est directement relié au coefficient de couple par le paramètre d'avance :

$$C_P = \lambda \cdot C_C \quad (3-20)$$

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 λ conditionne l'angle d'incidence du profil (équation 3-13) et le module de la vitesse d'attaque (équation 3-14).

D'après [Paraschivoiu, 2002], la figure 3-14 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 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, la traînée de l'arbre, la masse ajoutée et la viscosité prédominent, à cause des faibles angles d'incidence. 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.

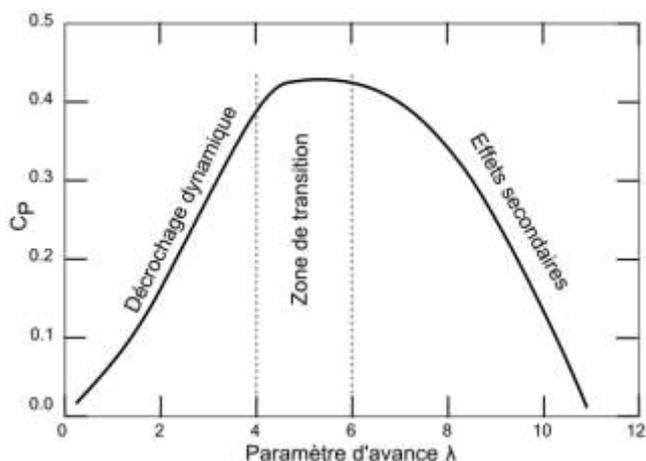


Figure 3-14. Evolution typique de la performance d'une turbine en fonction du paramètre d'avance λ .

3.1.3.5 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 3.1.4). 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.

3.1.3.6 Nombre de cavitation

La cavitation apparaît avec la naissance de bulles de vapeur dans un liquide soumis à une dépression. Si cette dépression est suffisamment élevée, la pression peut devenir inférieure à la pression de vapeur saturante du liquide et une bulle de vapeur est susceptible de naître. La cavitation dégrade l'écoulement autour des profils et, par conséquent, est à l'origine de la chute de portance, force sur laquelle est fondée le fonctionnement d'une turbine à flux transverse. Lorsqu'il est rencontré, ce phénomène limite les performances et réduit la durée de vie des machines tournantes.

Pour caractériser le risque d'apparition de la cavitation sur un site considéré, on introduit le nombre de cavitation de l'équation 3-21.

$$\sigma_c = \frac{p_0 - p_v}{q_0} = \frac{p_0 - p_v}{0,5\rho V_0^2} \quad (3-21)$$

Dans l'équation 3-21, la quantité q_0 est la pression dynamique associée à l'écoulement incident, ρ , p_0 et V_0 sont respectivement la masse volumique, la pression et la vitesse de l'écoulement à l'infini amont et p_v est la pression de vapeur saturante du liquide.

L'équation 3-22 définit le coefficient de pression, où p est la pression locale et les autres paramètres sont ceux utilisés dans l'équation précédente :

$$C_p = \frac{p - p_0}{q_0} = \frac{p - p_0}{0,5\rho V_0^2} \quad (3-22)$$

Si l'on compare un nombre de cavitation admissible σ_{cadm} , correspondant à l'apparition de la cavitation, au coefficient de pression minimale C_{pmin} en tout point autour de l'hydrolienne, il est

probable que le phénomène de cavitation se manifeste si $C_{pmin} < -\sigma_{cadm}$, ou, tout simplement, si $p_{min} < p_v$, p_{min} étant la pression minimale dans l'écoulement.

Les résultats obtenus dans le cadre de la thèse de [Sansone, 2007] montrent que les hydroliennes à flux transverse sont très peu sensibles à la cavitation dans des conditions de fonctionnement normales.

3.1.4 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.

Selon certains auteurs, le décrochage dynamique améliore les performances de la turbine. Dans la bibliographie, on trouve deux explications à ce phénomène. La première suppose que l'interaction des pales et des tourbillons augmente la portance due à l'augmentation de l'intensité turbulente [Laneville, et al., 1985]. La deuxième suggère que le simple retard au décrochage, comparé au décrochage statique, permet d'accroître les efforts appliqués sur les pales [Ryhming, 1993].

3.1.4.1 Le cas des profils oscillants

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 α en fonction de l'angle d'incidence moyen α_m , de l'amplitude de l'angle d'incidence α_a , de la fréquence d'oscillation f et du temps t est donné par l'équation 3-23 :

$$\alpha = \alpha_m + \alpha_a \sin(2\pi ft) \quad (3-23)$$

A partir de cette loi de mouvement, il est possible de définir la fréquence réduite d'oscillation du profil selon l'équation 3-24 :

$$k = \frac{2\pi fc}{2V_0} \quad (3-24)$$

Le degré d'instationnarité d'un profil soumis au décrochage dynamique peut être évalué en fonction de la fréquence réduite, qui correspond typiquement au rapport entre l'échelle de temps caractéristique de convection $c/2V_0$ et l'échelle de temps caractéristique du mouvement du profil $1/2\pi f$.

La figure 3-15, extraite de [Leishman, 2000], représente les cycles d'hystérésis pour les coefficients de force et couple ainsi que les principales étapes du phénomène de décrochage dynamique d'un profil oscillant en mouvement de tangage.

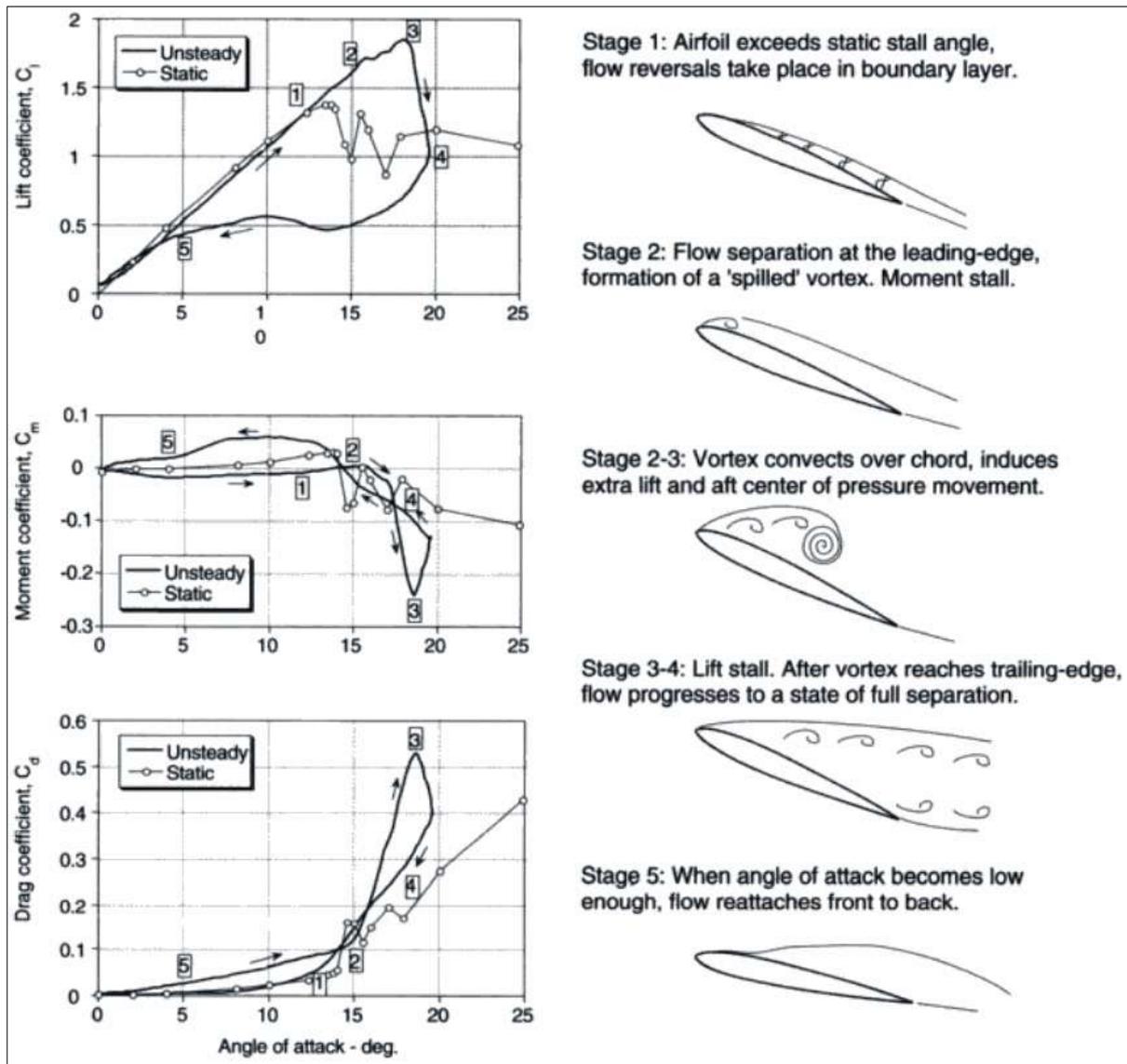


Figure 3-15. Cycles d'hystérésis pour les coefficients de force et de couple ainsi que les principales étapes du phénomène de décrochage dynamique d'un profil oscillant en mouvement de tangage. Source : [Leishman, 2000].

Le décrochage dynamique commence généralement lorsque l'angle d'attaque du profil d'aile dépasse l'angle de décollement statique dans la partie ascendante du mouvement (étape 1). Suite à l'augmentation du gradient de pression adverse aux environs du bord de fuite, la couche limite commence à décoller.

L'étape 2 est caractérisée par le décollement généralisé de la partie supérieure du profil jusqu'au bord d'attaque, où un tourbillon se crée. Ce tourbillon traverse la surface de la pale vers le bord de fuite. La vitesse de déplacement de ce tourbillon est inférieure à la vitesse de l'écoulement et correspond approximativement à 25%-35% de la vitesse du fluide [Carr, et al., 1996]. L'apparition de ce tourbillon permet une augmentation continue de portance jusqu'à ce qu'il passe le bord de fuite du profil (étape 2-3).

Une fois le bord de fuite dépassé, le tourbillon est lâché et la portance chute brusquement ainsi que le coefficient de moment. L'écoulement reste détaché et un sillage turbulent de dimension importante apparaît (étape 3-4).

L'étape 5 correspond au ré-attachement de la couche limite du bord d'attaque vers le bord de fuite. Elle se produit très tard dans le cycle, pendant la partie descendante, quand l'angle d'attaque devient plus petit.

Le décrochage dynamique peut être caractérisé en fonction de l'importance de la zone décollée et par la forme du cycle d'hystérésis des coefficients globaux. A cet égard, les principaux paramètres qui interviennent sont l'angle d'incidence maximal atteint au cours du cycle [Sarkar, et al., 2008] et la fréquence réduite d'oscillation du profil [Kuo, et al., 2001].

Pour des faibles incidences, la couche limite ne décolle pas mais le profil ne se comporte pas comme dans les cas stationnaires. Quand l'incidence s'approche de l'incidence maximale, des petits décollements apparaissent et on remarque une distorsion relativement faible de la boucle d'hystérésis. C'est le décrochage dynamique faible. Dans cette situation, le décrochage est semblable au décrochage statique avec toutefois un retard au décollement et un léger effet d'hypersustentation. L'épaisseur de la zone décollée est de l'ordre de l'épaisseur maximale du profil et est plus petite que dans un cas statique. Si de très grandes incidences sont rencontrées (supérieures à 20°), on est dans la zone de décrochage dynamique profond. Cette région est caractérisée par l'apparition du tourbillon de décrochage dynamique et de décollements massifs qui peuvent couvrir tout l'extrados du profil. La zone décollée est de l'ordre de la corde du profil et le cycle d'hystérésis présente une surface importante avec de fortes variations.

En ce qui concerne la fréquence réduite, des valeurs faibles de k correspondent à un écoulement quasi-stationnaire alors que des valeurs élevées correspondent à un écoulement fortement instationnaire. Par conséquent, à angle d'incidence maximal égal, le décrochage dynamique est plus prononcé pour des fréquences réduites plus importantes.

En faisant abstraction des effets tridimensionnels et centrifuges, un profil oscillant suivant une loi sinusoïdale peut s'avérer comme un bon compromis pour simuler le décrochage dynamique pendant le vol des hélicoptères [Peinke, et al., 2007] et le fonctionnement des éoliennes à flux axial [Sicot, et al., 2008]. C'est pour cette raison qu'il existe une large collection d'études pour comprendre le décrochage dynamique des profils oscillants, tant du côté expérimental [Wildert, et al., 1996], [Tsang, et al., 2008], [Wernert, et al., 1997], [Liu, et al., 2008], [Ducoin, et al., 2009] que du côté numérique [Ekaterinaris, et al., 1998], [Srinivasan, et al., 1995], [Münch, et al., 2007], [Weber, et al., 2000], [Akbari, et al., 2003].

3.1.4.2 Le cas des turbines à flux transverse

Même si le mouvement relatif des profils d'une turbine à flux transverse par rapport à l'écoulement ressemble à un profil oscillant, l'analogie n'est pas parfaite. Premièrement, le mouvement circulaire des profils d'une turbine à flux transverse décrit un mouvement de tangage non-sinusoidal et en présence de forces d'inertie, ce qui n'est pas le cas des études classiques de profils oscillants. Deuxièmement, les tourbillons lâchés par les pales en amont sont emportés par le sillage et interagissent avec les pales en aval, ce qui n'arrive pas dans un écoulement uniforme. C'est

pour ces raisons qu'il est difficile d'extrapoler des résultats d'un profil oscillant dans un écoulement uniforme à une turbine à flux transverse.

De manière semblable au cas des profils oscillants en mouvement de tangage sinusoïdal, il est convenable de définir une fréquence réduite pour étudier le phénomène de décrochage dynamique présent dans les pales d'un hélicoptère. De la même façon, la fréquence réduite est calculée en tenant compte de l'échelle de temps caractéristique de convection ($c/\omega R$) et de l'échelle de temps caractéristique du mouvement du profil ($2\alpha_{max}/\dot{\alpha}_{max}$). Si l'angle d'incidence moyen est égal à zéro, la formule 3-25 s'applique :

$$k = \frac{c}{\omega R} \cdot \frac{\dot{\alpha}_{max}}{2\alpha_{max}} \quad (3-25)$$

D'après [Laneville, et al., 1986], cette équation peut être utilisée pour calculer la fréquence réduite des turbines à flux transverse en fonction du paramètre d'avance λ . L'angle d'incidence maximal est obtenu à partir de l'équation 3-13 :

$$\alpha_{max} = \text{atan} \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 - 1}} \quad (3-26)$$

Sachant que $\theta = \omega t$, l'équation 3-13 permet aussi de déterminer la vitesse angulaire maximale :

$$\dot{\alpha}_{max} = \frac{\omega}{\lambda - 1} \quad (3-27)$$

L'équation 3-28, qui définit la fréquence réduite d'une turbine à flux transverse, est obtenue en substituant les relations 3-26 et 3-27 dans la formule 3-25 :

$$k = \frac{c}{R} \cdot \frac{1}{\lambda - 1} \cdot \frac{1}{2} \left(\text{atan} \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 - 1}} \right)^{-1} = \frac{S}{N} \cdot \frac{1}{\lambda - 1} \cdot \frac{1}{2} \left(\text{atan} \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 - 1}} \right)^{-1} \quad (3-28)$$

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. Au-dessus de 0,15, l'intensité des tourbillons devient indépendante de la fréquence réduite (l'écoulement autour des profils atteint le maximum de son instationnarité). Pour des valeurs inférieures à 0,05, l'écoulement se trouve dans un régime pseudo-stationnaire. Il existe une plage de transition, plus ou moins étroite, entre ces deux comportements extrêmes, où l'écoulement est instable.

Sur la figure 3-16, on observe en rouge la variation de la fréquence réduite k en fonction du paramètre d'avance λ pour différentes valeurs de $c/R = S/N$, quantité que l'on appellera « solidité de profil ». Sur la même image, en bleu, la variation de l'angle d'incidence maximal α_{max} en fonction du paramètre d'avance λ est présentée. Les valeurs de fréquence réduite et de l'angle d'incidence maximal correspondantes à des seuils de décrochage dynamique sont représentées par deux lignes horizontales.

A partir de la famille de courbes rouges, on remarque que la fréquence réduite est supérieure à 0,05 pour toutes les valeurs de solidité de profil $c/R > 0,1$, quelles que soient les valeurs de λ . La courbe bleue montre que pour des valeurs de λ comprises entre 2 et 6, typiques du fonctionnement

dans l'eau et dans l'air respectivement, l'angle d'incidence maximal diminue de 30° à $9,6^\circ$. Cette plage de valeurs d'incidence n'est pas usuelle dans les turbomachines classiques. Pour $\lambda = 5$, l'angle d'incidence maximal est de $11,5^\circ$, tout près de l'angle de décrochage statique de la majorité des profils. En conséquence, si les deux conditions, $c/R > 0,1$ et $\lambda < 5$, sont simultanément atteintes, on peut s'attendre à un phénomène de décrochage dynamique important.

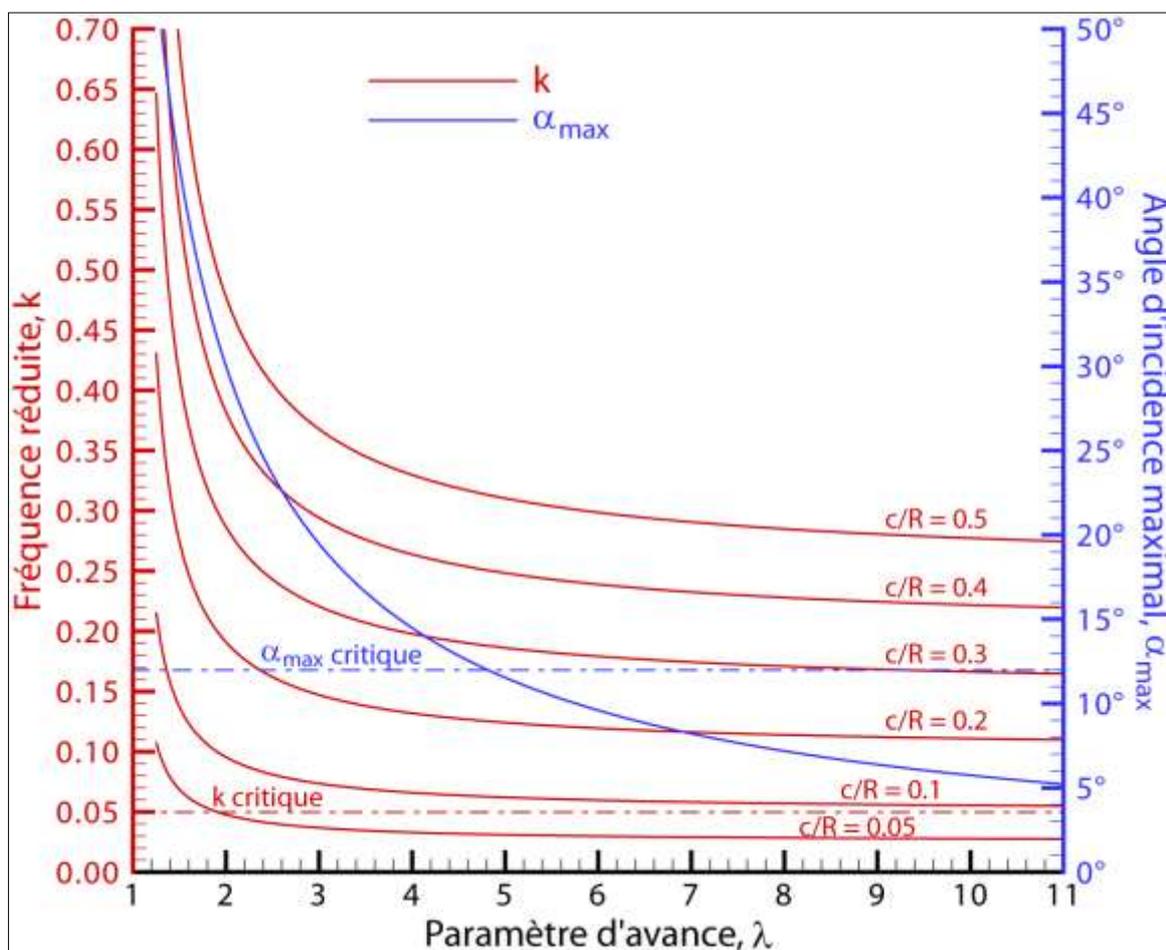


Figure 3-16. Variation de la fréquence réduite k (en rouge) et de l'angle d'incidence maximal α_{\max} (en bleu) en fonction du paramètre d'avance λ .

En pratique, il faut prendre en compte la nature du fluide dans lequel une turbine à flux transverse fonctionne : air ou eau. Pour des applications hydrauliques, à cause de leur solidité de profil importante (entre 0,2 et 0,5) et leur faible paramètre d'avance, les turbines seront toujours associées à des phénomènes de décrochage dynamique. En revanche, les éoliennes sont moins concernées car les solidités de profil sont plus faibles (entre 0,02 et 0,1) et les paramètres d'avance plus importants.

Il faut savoir que l'existence de décrochage dynamique dans une turbine à flux transverse comporte un aspect bénéfique : un effet d'hypersustentation du profil étroitement lié à un effet de retard du décollement de la couche limite. Par contre, après l'obtention des valeurs maximales de portance et moment, on assiste à leur effondrement brutal. Ces aspects ont donc tendance à accroître les sollicitations en fatigue des pales.

3.1.5 Paramètres et performances

L'ensemble des paramètres géométriques et hydrodynamiques caractérisant une turbine à flux transverse viennent d'être présentés. La performance globale des turbines à flux transverse (en termes de puissance récupérée) résulte du couple produit par les forces de portance associées aux profils (voir section 0). Les pertes liées aux forces de traînée, développées par tous les composants de la machine, s'opposent au couple moteur et doivent être minimisées.

Il faut chercher à réduire au maximum les pertes, non seulement pour éviter la diminution du rendement, mais aussi parce que la traînée conditionne le dimensionnement des structures et le choix des systèmes de fondations.

Globalement, on peut décomposer les forces hydrodynamiques conditionnant la performance d'une turbine à flux transverse en quatre catégories, chacune associée à un composant différent (figure 3-17) :

- 1) Une traînée de profil somme de traînée de frottement (ou de peau) et de traînée de forme qui se manifeste sur toute l'envergure de l'aile. La problématique de réduction de ce premier type de traînée, dite régulière, est inséparable de la problématique de l'augmentation des forces de portance sur les pales ; elles doivent donc être abordées conjointement.
- 2) La traînée induite en bout d'aile qui est provoquée par l'écart de pression qui existe entre l'intrados (zone de surpression) et l'extrados (zone de dépression ou de suction). Cet écart de pression est à l'origine de grosses structures tourbillonnaires dissipatives en bout d'aile. Le phénomène est amplifié dans les hydrolienne à flux transverse, car les zones de surpression / dépression changent au cours de la rotation : une face de pale qui, dans la région amont, se trouve en zone de surpression devient aussitôt placée en zone de dépression dans la région aval, et vice-versa.
- 3) Traînée d'interférence du raccordement bras-pale, qui résulte de la rencontre de deux écoulements de directions et/ou de vitesses différentes. Des structures tourbillonnaires tridimensionnelles apparaissent ainsi à l'origine d'un surcroît local de traînée. Cette situation est à attendre a priori à la jonction bras - aile des TFTMP dont la majorité possède deux bras par pales, ces pales étant droites
- 4) Traînée parasite des éléments de liaison : bras, arbre, moyeu, éléments de visserie, etc. Elle s'exerce sur éléments de liaison qui assurent le maintien d'une turbine isolée: bras, arbre, moyeu et éléments de visserie. La traînée de l'arbre, du moyeu et des éléments de visserie sont négligeables. En revanche, les bras, à cause de leur dimension importante, nécessaire pour soutenir les pales, contribuent à la diminution du rendement global de la machine.

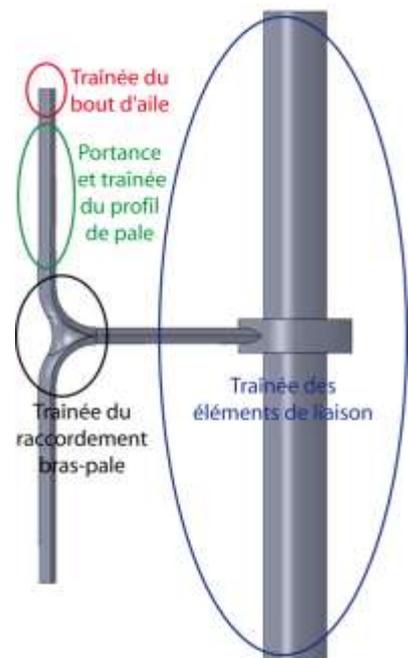


Figure 3-17. Les forces hydrodynamiques s'exerçant sur la pale

La réduction du quatrième type de trainée ne sera pas envisagée dans ce mémoire, sauf indirectement dans l'objectif de réduction de la trainée d'interférence qui implique la prise en compte des effets du bras.

La problématique associée au premier point, c'est-à-dire à l'augmentation de la force de portance et à la réduction de la trainée de pale, est de loin la plus vaste. Elle est abordée traditionnellement en jouant sur la nature des profils et sur l'optimisation, voire l'asservissement, de leur angle de calage par exemple. Cette seconde voie ne sera pas abordé ici mais en revanche d'autres paramètres que le profil seront considérés comme la solidité et la flèche. C'est pourquoi l'objectif poursuivi s'appellera « 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 2 et 3 respectivement : la traînée induite en bout d'aile et la traînée d'interférence.

3.2 Optimisation des efforts réguliers

L'optimisation des efforts réguliers, à savoir l'augmentation de la force de portance et la réduction de la trainée sur les pales, s'obtient comme indiqué plus haut en jouant sur trois paramètres : le profil et la flèche de chaque pale, et globalement la solidité de la turbine.

3.2.1 Profil de pale

Le choix du type de *profil de pale* est primordial dans le développement des hydroliennes, car, étant la seule source de couple moteur, il conditionne la performance de la turbine. Quelques pistes de réflexion sur le choix optimal du profil sont maintenant proposées. Le profil des pales de la plupart des turbines à flux transverse sont de type NACA à 4 chiffres. La raison majeure est que cette famille de profil est complètement décrite par des équations paramétriques et a été beaucoup étudiée en aéronautique ; ses caractéristiques sont donc bien connues (voir par exemple [Nakano, et al., 2007] et [Martinat, et al., 2008]).

Néanmoins deux inconvénients majeurs sont à noter. Premièrement, par comparaison à l'aéronautique, le comportement des pales en mouvement de rotation est fortement instationnaire en raison du décrochage dynamique, phénomène discuté dans la section 3.1.4.2. Deuxièmement, les profils de type NACA à 4 chiffres ont été conçus pour un Reynolds optimal de plusieurs millions, alors que dans une turbine à flux transverse le nombre de

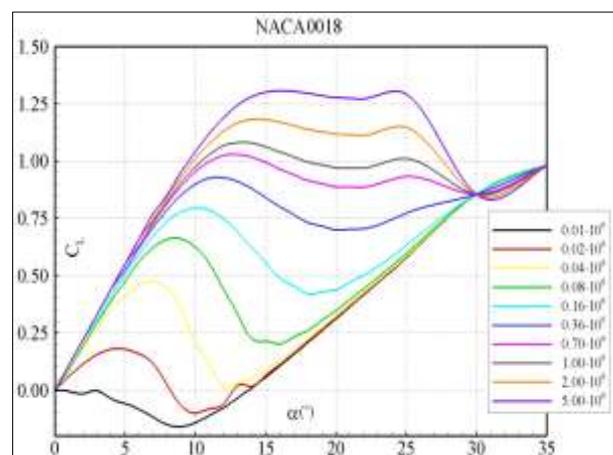


Figure 3-18. Coefficients de portance d'un profil NACA0018 pour des nombres de Reynolds variant entre 10^4 et 5×10^6

Reynolds est souvent inférieur à 5×10^5 , compte tenu des faibles vitesses mises en jeu.

Par exemple, si on s'intéresse à la base de données issue des travaux de [Sheldahl, et al., 1980], on note que pour un Reynolds de 5×10^6 , un profil NACA0018 entre en décrochage statique à 16° , tandis que pour un Reynolds de l'ordre de 10^5 , cette valeur est nettement inférieure, de l'ordre de 10° (figure 3-18). De plus, la valeur du coefficient de portance chute significativement en diminuant le nombre de Reynolds. Ainsi, pour une hydrolienne constituée de profils de type NACA à 4 chiffres fonctionnant à nombre de Reynolds modéré, le couple moteur, étant proportionnel au coefficient de portance, est réduit, entraînant une perte de rendement et des problèmes potentiels de démarrage.

La solution d'après certains auteurs comme [Baker, 1983] consiste à utiliser un profil disposant d'un angle de décrochage statique beaucoup plus important pour des nombres de Reynolds modérés. Un de ces choix peut être un profil dit laminaire, étant donné que les qualités requises pour retarder la transition vers la turbulence sont à peu près les mêmes que celles requises pour retarder le décollement, à savoir une forme qui limite le gradient de pression adverse. Avec un bord d'attaque plus aigu et l'épaisseur maximale déportée vers l'arrière, les profils laminaires disposent de zones laminaires plus larges (jusqu'à 70% de la corde). En revanche, une fois atteinte la condition de décollement de la couche limite, la transition vers la turbulence se fait rapidement car les gradients de pression adverse sont forts, ce qui augmente considérablement la traînée, plus que dans le cas de profils turbulents [Claessens, 2006]. Suivant cette même piste, [Migliore, 1983] a montré qu'une turbine à flux transverse munie d'un profil NACA à 6 chiffres (NACA 63₂-015), conçus pour des écoulements laminaires, a un rendement supérieur à une machine munie d'un profil NACA à 4 chiffres équivalent (NACA0015) pour des nombres de Reynolds et paramètre d'avance plus importants. En effet, le maximum de puissance est identique pour les deux familles de profil, mais la région motrice de la courbe de puissance instantanée du profil NACA 63₂-015 est plus large et plus plate que celle du profil NACA0015.

La cambrure du profil peut aussi jouer sur la performance de la turbine. [Laitone, 1997] 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 70 000. Pour des nombres de Reynolds plus faibles, la plaque mince cambrée produit le maximum de portance pour tous les angles d'attaque. Le profil NACA0012 semble être le plus sensible à la variation du nombre de Reynolds et à l'intensité turbulente, à la différence des plaques minces. D'après l'auteur, la raison principale de ce comportement est le rayon important du bord d'attaque des profils NACA, qui selon lui n'est pas adapté à des nombres de Reynolds modérés.

3.2.2 Flèche

Les figures 3-19 et 3-20 sont des vues en perspective de deux exemples de turbine Achard dans laquelle chaque pale adopte de part et d'autre du bras une forme d'aile volante en V avec respectivement une turbine avec pale en flèche positive (ou en arrière) de valeur $\varphi = 30^\circ$ et une turbine avec pale en flèche inversée (ou en avant) de valeur $\varphi = -30^\circ$.

Rappelons d'abord qu'une pale oblique, pour simplifier fixe et rectiligne, soumise à un courant de vitesse \vec{V}_0 avec une flèche φ non nulle, possède une portance globale inférieure à la portance d'une pale soumis au même courant avec une flèche φ nulle, de même profil et à la même incidence. Rapportons l'écoulement à un repère plan (M, \vec{x}, \vec{y}) où M est un point sur le bord de fuite, \vec{y} est tangent au bord de fuite et orienté dans le sens bras / bout de pale, \vec{x} normal à \vec{y} appartient au plan défini par le bord de fuite et la vitesse incidente. La portance résulte uniquement de la composante normale au profil d'aile V_N qui vaut $V \cos(\varphi)$ et la composante tangentielle $V_T \varphi$ suivant l'envergure, négative suivant un axe, n'a aucune contribution. Le rapport $M =$ portance d'une pale oblique / portance d'une pale non oblique de même profil, pour une hauteur donnée de pale, serait dans ce cas $\cos^2(\varphi)$. En fait dans le cas oblique, l'incidence du profil est à réévaluer par rapport à la composante de la vitesse normale et ne peut donc être conservée, ce que suppose le résultat précédent ; il se trouve accrue d'un facteur $1/\cos(\varphi)$. Donc le rapport précédent M devient $\cos(\varphi)$ que la flèche soit positive ou inversée. Ce résultat très ancien et bien connu ne vaut strictement qu'en l'absence d'effet de bout.

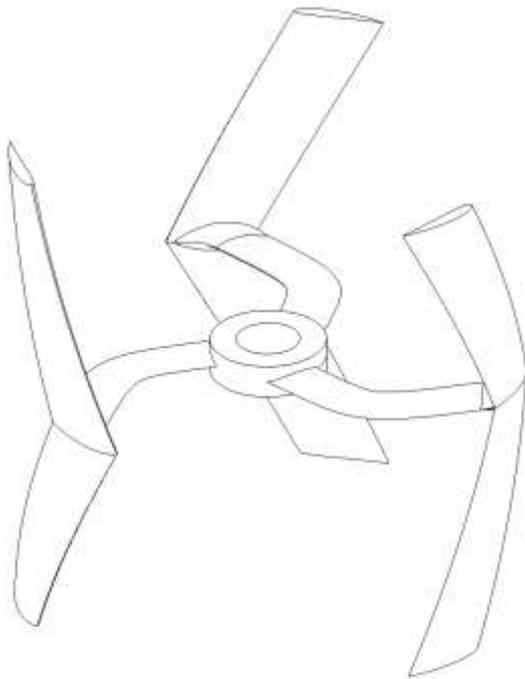


Figure 3-19. Turbine avec pales en flèche positive

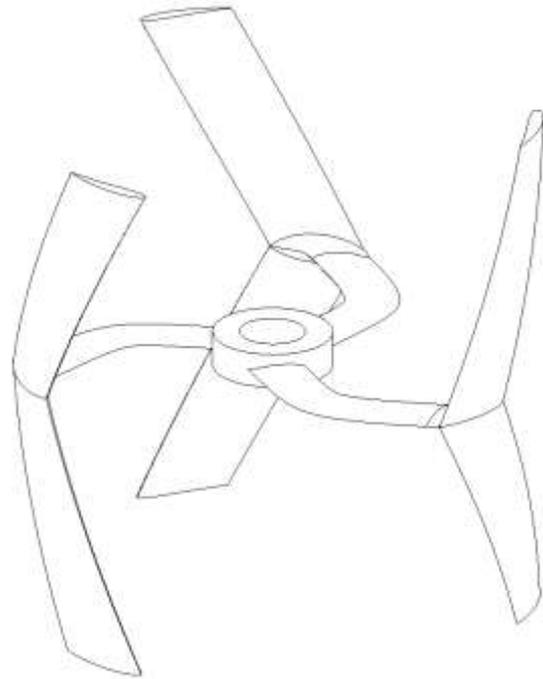


Figure 3-20. Turbine avec pales en flèche inversée

Toujours en l'absence de cet effet, il va être cependant montré comment M peut être augmenté en jouant sur l'évolution de l'épaisseur du profil suivant l'axe. Les figures 3-21 et 3-22 est une vue en perspective d'une pale avec flèche inversée ($\varphi = -30^\circ$) juxtaposée avec une pale avec flèche positive ($\varphi = 30^\circ$). Dans les deux cas figure un épaississement en bout de pale (10% de la hauteur de la demi-pale) qui sera justifié dans la section 3.4 pour réduire les tourbillons de bout d'aile. Pour la partie restante de la pale (90% de la hauteur de la demi-pale), on observe un amincissement à partir du plan médian avec une progression linéaire d'un NACA 0025 jusqu'au NACA 0018 jusqu'à 90% de la

hauteur de la demi pale pour la pale avec flèche inversée et en revanche un épaissement à partir du plan médian avec une progression linéaire d'un NACA 0012 jusqu'au NACA 0018 jusqu'à 90% de la hauteur de la demi pale pour la pale avec flèche inversée.

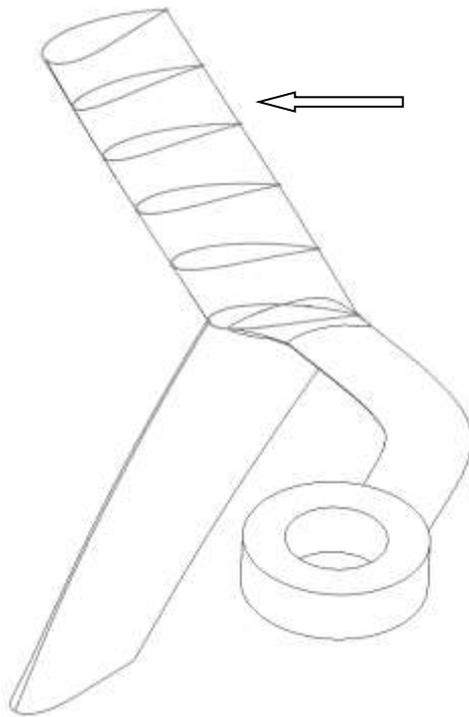


Figure 3-21. Pale en flèche positive et épaissement progressif

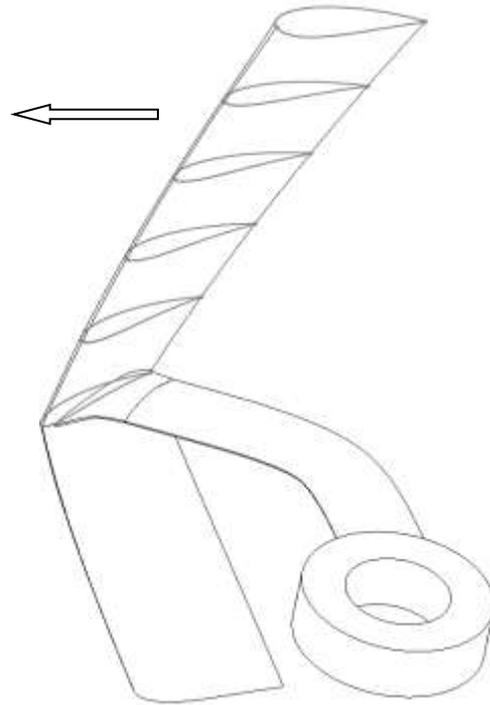


Figure 3-22. Pale en flèche inversée et épaissement progressif

Les deux mesures sur les deux pales ci-dessus visent en fait le même objectif sur la majeure partie de la pale protégée des effets de bout par l'épaississement final. Sur la majeure partie de la pale protégée des effets de bout par l'épaississement, il s'agit par ces mesures de dévier les lignes de courant sur l'extrados perpendiculairement vers le bord de fuite des pales car la composante tangentielle $V_{T\phi_e}$ sur l'extrados, a une contribution essentiellement dissipative. Ainsi le redressement de la vitesse sur l'extrados vers le bord de fuite conduit à une augmentation de la portance.

Pour ce faire, on s'est inspiré de la démarche proposé par [Vad, 2004] dont les étapes vont être énumérées :

- Rappelons que très généralement les vitesses extrados et intrados qui s'échappent du bord de fuite, se rejoignent dans un plan commun sur lequel seul se manifeste le saut de vitesses tangentielles (extrados - intrados).
- Il est connu (théorème de Stokes) que la valeur de la discontinuité des vitesses tangentielles $V_{T\phi_i}$ (intrados) et $V_{T\phi_e}$ (extrados) issues du bord de fuite qui est à l'origine de la nappe de tourbillons « libres » croit comme $d\Gamma/ds$, le gradient de la circulation Γ autour du profil suivant un axe parallèle à la hauteur sur lequel est défini la coordonnée s .

- Dans la poursuite cet objectif de croissance $d\Gamma/ds$, Vad a montré que si φ $d\Gamma/ds$ était en outre négatif, alors $V_{T\varphi i}$ variait peu et l'augmentation de la discontinuité correspondait surtout à la réduction de $V_{T\varphi e}$, qui est l'objectif recherché.
- Rappelons que la valeur de la circulation autour d'un profil peut s'écrire :

$$\Gamma = \frac{C_L c V}{2} \quad (3-29)$$

Pour faire varier Γ le long de l'envergure d'une aile oblique, [Vad, 2004] joue sur la corde. Comme la flèche de l'aile qu'il étudie est positive, cette corde est réduite linéairement.

Revenons maintenant sur les turbines des figures 3-21 et 3-22. En conservant une corde constante, on peut jouer sur le coefficient de portance C_L du profil. Remarquons également que pour la majorité des familles classiques de profils, et pour une large gamme d'incidence, le coefficient de portance décroît en fonction de l'épaisseur du profil. Il en est ainsi pour la gamme des NACA à quatre et cinq chiffres avec 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 5.10^5 et $1,5.10^6$. L'originalité de notre proposition va donc tenir à jouer sur l'épaisseur des profils à corde constante pour obtenir le gradient de circulation $d\Gamma/ds$ requis et donc la déviation appropriée de la vitesse sur l'extrados.

Il convient enfin de distinguer le cas avec flèche positive du cas avec flèche inversée. Dans le premier cas $d\Gamma/ds$ doit être négatif, donc l'épaisseur de la pale doit croître jusqu'à la zone d'extrémité. Dans le deuxième cas $d\Gamma/ds$ doit être positif, donc l'épaisseur doit au contraire diminuer. Aucun des deux cas n'a reçu de test expérimental. Quelques considérations peuvent toutefois être avancées. D'un point de vue structural le dernier cas paraît attirant car la pale est plus épaisse dans la zone de contrainte.

3.2.3 Optimisation de la solidité

La figure 3-23 montre les résultats des essais réalisés 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, 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 de machine donnée.

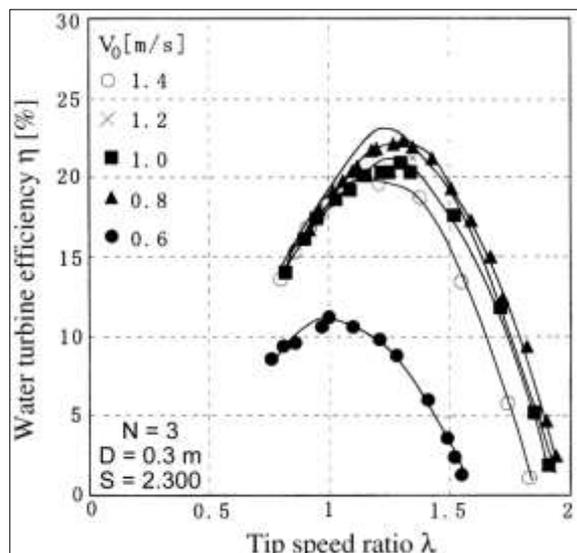


Figure 3-23. Influence du nombre de Reynolds sur le coefficient de puissance à solidité ($S = 2.300$) constante.

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.

La figure 3-24, 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 λ (et en vitesse de rotation ω associée) lorsque la solidité diminue. Le fait de diminuer la solidité abaisse le couple mais augmente la vitesse de rotation ω . 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 ω est maximal.

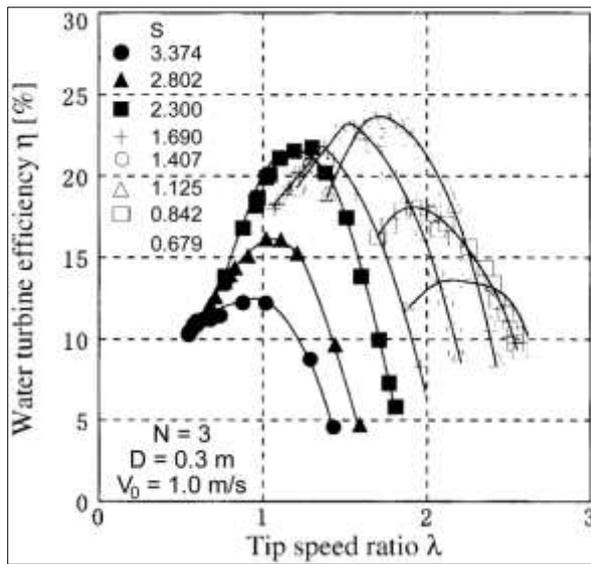


Figure 3-24. Influence de la solidité sur le coefficient de puissance à nombre de Reynolds ($V_0 = 1.0$ m/s) constant.

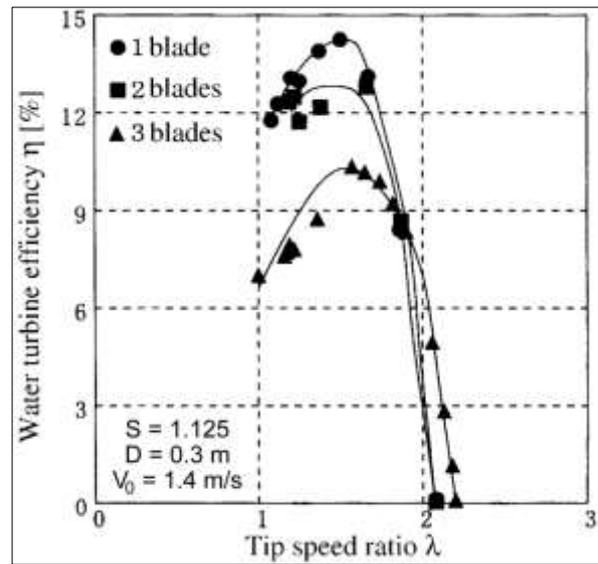


Figure 3-25. Influence du nombre de pales sur le coefficient de puissance à solidité ($S = 1.125$) et nombre de Reynolds ($V_0 = 1.4$ m/s) constants.

En ce qui concerne le nombre de pales, les résultats de [Shiono, et al., 2000], reproduits sur la figure 3-25, montrent que l'augmentation du nombre de pales diminue les performances. 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 3-25 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 3-24 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 3-23.

3.3 Diminution de la traînée d'interférence du raccordement bras-pale

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) est restée largement ignorée jusqu'à présent. En effet la problématique de la liaison pales/arbre a seulement été dictée par des considérations structurelles : maintien, déformation, vibration, fatigue, etc. Ainsi la conception de la jonction bras/pale est apparue 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 %, 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.

Il apparaît donc souhaitable d'améliorer les caractéristiques géométriques 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.

Pour atteindre ces objets, nous envisageons diverses améliorations des jonctions bras/pales.

La première amélioration se situe au niveau du profil à utiliser pour le bras de liaison. Il faut choisir 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 (figure 3-26).

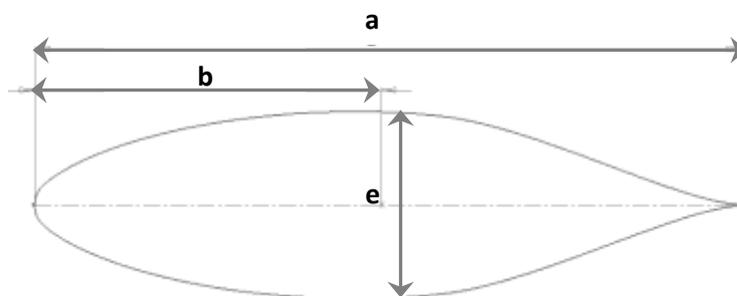


Figure 3-26. Profil de type NACA série 6 adapté pour le bras

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.

Une autre amélioration est de reculer au maximum le bras par rapport à la pale. Sur la figure 3-27, le bord de fuite du bras est au niveau du bord de fuite de la pale et un congé de raccordement est prévu au niveau de la jonction bras/pale sur toute la périphérie du pied du bras, le rayon de ce congé de raccordement. L'objectif est que l'inévitable déstabilisation de la couche limite du bras interfère le moins possible avec le même phénomène se produisant en regard sur la pale. Il est même envisageable de faire dépasser le bras de la pale afin de repousser encore plus loin le point de transition vers la turbulence.

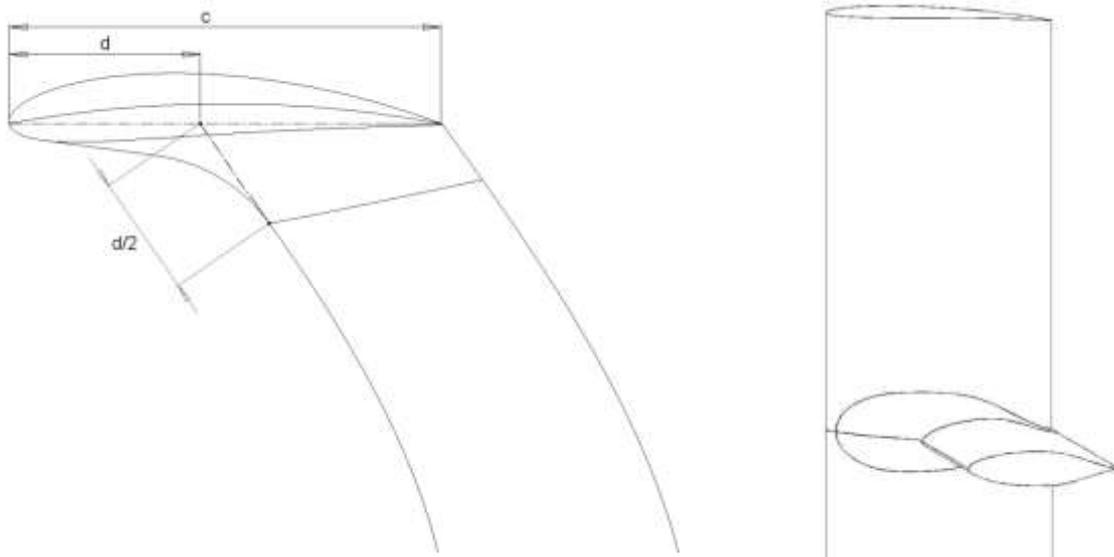


Figure 3-27. Position reculée du bras par rapport à la pale en vue de dessus

En plus du choix du profil et de sa position relative, il est possible de donner à chaque bras, dont la corde est sensiblement constante, une forme courbe de telle sorte que la ligne du bord d'attaque est concave et la ligne du bord de fuite convexe (figure 3-28). 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° et 80° . Les lignes du bord d'attaque de chaque moitié de pale située de part et d'autre du bras viennent progressivement converger tangentielle-ment vers la ligne du bord d'attaque du

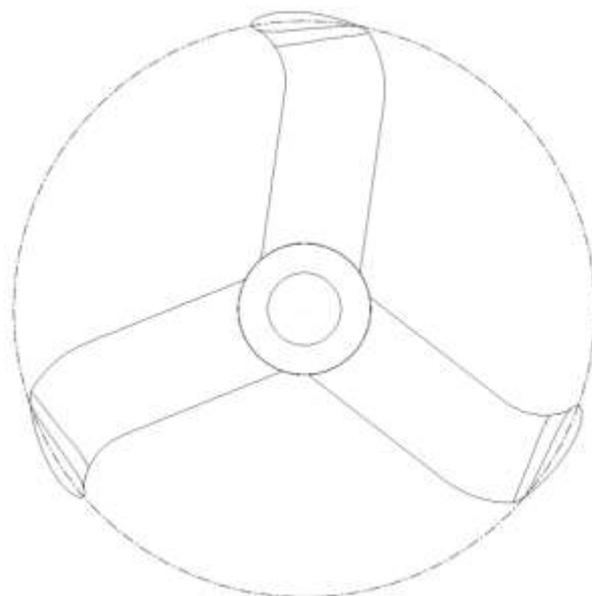


Figure 3-28. Position reculée du bras par rapport à la pale en vue de dessus

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.

3.4 Diminution des tourbillons de bout d'aile

Sur les turbines à flux transverse mues par des forces de portance, on peut décomposer les forces de traînée sur une pale en plusieurs catégories parmi lesquelles la traînée induite qui se manifeste en bout de pale joue un rôle bien connu. Elle résulte de l'écart de pression qui existe entre l'intrados (zone de surpression) et l'extrados (zone de dépression dite aussi de suction). Un écoulement secondaire se développe progressivement dans le sens de l'envergure à partir de l'intrados et tend à combler la dépression d'extrados tandis que l'écoulement secondaire sur l'extrados est dévié en direction du bras.

Des structures tourbillonnaires dissipatives appelés tourbillons marginaux ou tourbillons de bout de pale s'accrochent en bout de pale et leur axe est parallèle au courant incident. Ce phénomène est bien connu sur les avions, comme l'illustre la photographie de la figure 3-29.



Figure 3-29. Observation des tourbillons de bout d'aile lors du vol d'un avion

La traînée induite due à l'écoulement en bout d'aile peut être réduite à l'aide de

dispositifs inhibiteurs de tourbillons de bout d'aile. Une géométrie de turbine qui permet de laisser libre les extrémités des pales motrices, pouvant accueillir ce type de dispositif, est donc à privilégier. Ces dispositifs ne doivent pas, pour autant, créer de traînée parasite supplémentaire, celle normalement liée au mouvement de surfaces solides dans un fluide.

Trois grandes classes de dispositifs inhibiteurs de tourbillons de bout d'aile peuvent être envisagées : les *anneaux*, le *confinement axial* et les *winglets*. Ils sont décrits respectivement dans les sections suivantes.

3.4.1 Les anneaux

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.

Une diminution de performance de l'ordre de 50% (diminution de la moitié du rendement de la turbine !) a été effectivement observée lors des essais des turbines Achard en présence d'anneaux de section demi-elliptique de taille importante, conduisant à leur abandon. Des anneaux plus fins (d'épaisseur comparable à la taille du bout d'aile) de section rectangulaire ont permis de garder les avantages structuraux, mais leur présence est encore néfaste pour le rendement hydrodynamique (diminution d'environ 25% de la performance). La figure 3-30 présente les anneaux demi-elliptique et rectangulaire, déjà testés sur des turbines Achard.

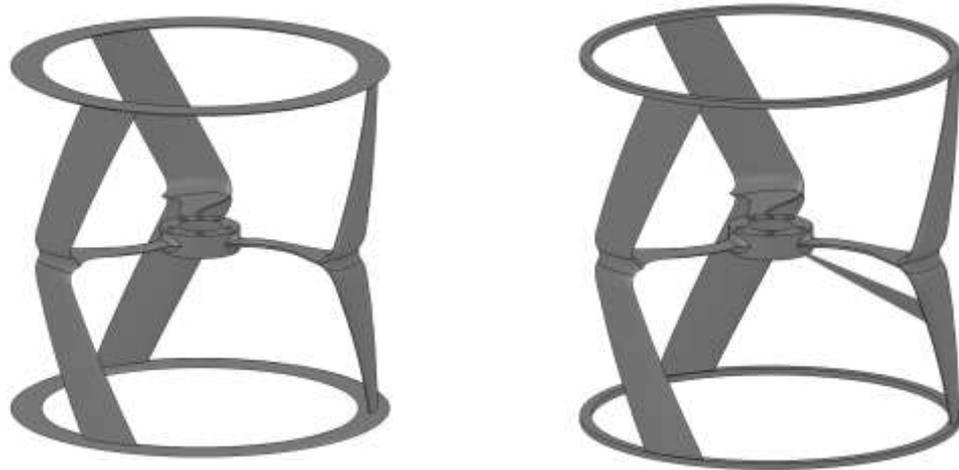


Figure 3-30. Géométries d'anneaux déjà testées sur des turbines Achard

Une géométrie optimale d'anneaux, conciliant simultanément des propriétés d'inhibition de tourbillons de bout d'aile et de renfort structural, est à étudier. La recherche de cette géométrie pourra améliorer considérablement la tenue mécanique, car, d'après [Zanette, et al., 2008], la présence d'anneaux réduit de plus de 3 fois les contraintes mécaniques à l'intérieur des pales, augmentant ainsi la tenue en fatigue et simplifiant le cahier des charges matériaux.

3.4.2 Confinement axial

Le confinement axial consiste à placer en haut et en bas de la turbine des plaques perpendiculaires à l'axe de rotation (figure 3-31). Les plaques peuvent être solidaires des carénages ou, en leur absence, de la structure de maintien de la tour. Ce confinement assure une triple fonction :

- La première fonction, la plus évidente, est de réduire le contournement de l'écoulement incident dans l'axe de la turbine et donc d'augmenter leur rendement ; cette fonction est à rapprocher de celle du confinement latéral exercée par les carénages latéraux qui sera décrit dans la section 5.1.
- Un effet bénéfique supplémentaire du confinement réalisé par ces plaques, est d'empêcher les interactions, sources de fortes dissipation, entre les écoulements propres à deux turbines successives comme montré dans la publication [Matsuda, et al., 2003].

- Une troisième fonction bénéfique du confinement est de réduire la traînée induite en modifiant le développement du tourbillon marginal qui s'appelle alors « tourbillon de fuite ». Le tourbillon marginal 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 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.

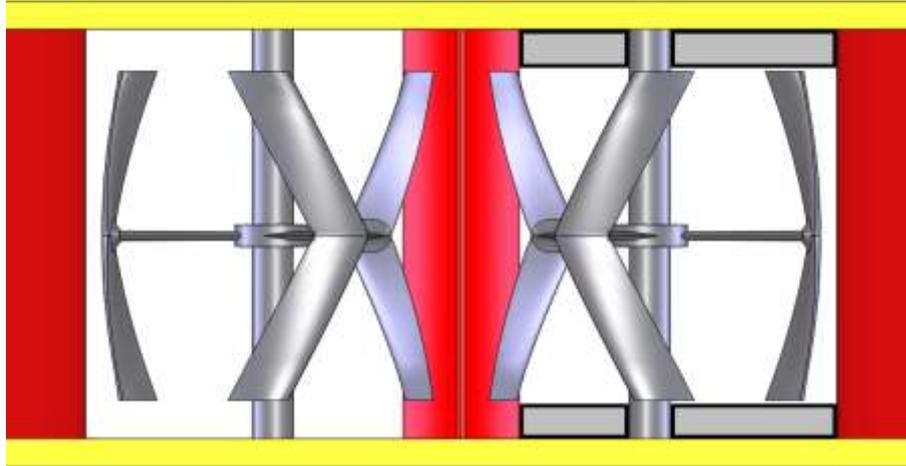


Figure 3-31. Etage d'une tour bi-colonnes sans (à gauche) et avec (à droite) plaques de confinement axial

Remarquons que Blue Energy Canada Inc. (www.bluenergy.com) utilise la solution consistant à placer de part et d'autre de la roue des plaques fixes perpendiculairement à son axe de rotation. En effet, sur leurs turbines DAVIS, à quatre pales droites et avec trois bras par pales, enserrées dans des caissons en béton, dont les faces internes parallèles à leur axe, font converger le flux vers la turbine et dont les faces perpendiculaires jouent le rôle des plaques fixes ci-dessus évoquées.

3.4.3 Les winglets

Les winglets peuvent être considérés comme une extension de l'aile (figure 3-32). Leur rôle est en quelque sorte de cloisonner les filets de fluide et d'empêcher le contact brutal entre la basse pression de l'extrados et la haute pression de l'intrados. Le winglet crée un effet de diffusion de la vorticité par diminution de la différence de pression entre les deux masses de fluide qui se rencontrent à son extrémité. Par conséquent, avec une même aile dans une même configuration, le winglet réduit les tourbillons et donc la traînée induite en bout d'aile.



Figure 3-32. Winglet permettant de limiter les tourbillons de bout d'aile sur un avion

Le choix d'une géométrie de winglet est complexe et exige une étude préalable spécifique pour pouvoir conclure sur un choix optimal [Kroo, 2001], qui, de plus, ne sera valable que pour des conditions de fonctionnement bien précises. Une mauvaise géométrie de winglet entraîne plusieurs aspects négatifs : une augmentation possible de la traînée totale, un accroissement du moment de flexion et la possibilité de flottement dû à un nombre de Reynolds plus faible en bout d'aile.

Bien que les winglets aient fait leurs preuves en aéronautique, l'utilisation de ces systèmes dans les machines tournantes reste une question ouverte [Gaunaa, et al., 2007]. Les études réalisées au laboratoire danois Riso [Johansen, et al., 2006] et [Johansen, et al., 2007] ont démontré l'intérêt de l'utilisation des winglets dans les éoliennes à flux axial. Le gain de puissance obtenu par la réduction des effets de bout d'aile est de l'ordre de 2%. En plus d'augmenter la performance de la turbine, le winglet diminue la perturbation de l'écoulement aval, ce qui permet la réduction des distances entre les éoliennes dans un parc.



Figure 3-33. Turbine à flux transverse équipée de winglets

Le cas des machines à flux transverse (figure 3-33) est encore plus complexe, car l'écoulement autour des bouts d'aile est fortement instationnaire et dépendant de la position angulaire de la pale. Les champs de pression sont variables : l'extrados dans le demi-disque amont devient l'intrados dans le demi-disque aval et vice-versa. Une simple transposition des winglets utilisés en aéronautique ou dans les éoliennes à flux axial n'améliorera donc pas forcément la performance des hydroliennes HARVEST. Pour l'instant, ces dispositifs ont été laissés de côté.

Ainsi, un effort d'innovation s'impose pour les turbines à flux transverse car une telle problématique a été jusqu'à présent peu abordée. Les objectifs sont :

(i) Limiter la chute de performance résultant du débit de fuite au travers du jeu de l'intrados vers l'extrados causant un tourbillon de fuite et éventuellement un tourbillon de passage.

(ii) Réduire le phénomène de cavitation de jeu source de dégradation de performance et d'érosion des matériaux.

(iii) Limiter la chute de performance résultant de la formation du tourbillon d'arrêt sur le bord d'attaque de l'extrémité de pale, en ajustant le bord d'attaque aux lignes de courant.

Pour les turbines Achard, la solution proposée est de réaliser un épaissement en bout de pale pour diminuer le tourbillon de bout de pale sur toute la rotation. La figure 3-34 est une vue en perspective d'une demi pale droite à laquelle a été appliquée un épaissement 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 réalisée avec une progression non-linéaire d'un NACA0018 jusqu'au NACA0040 en bout de pale. La figure 3-35 est la vue de face de la même pale droite insérée entre une plaque supérieure et une plaque inférieure.

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 $5 \cdot 10^5$ et $1,5 \cdot 10^6$. 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 trouve donc réduit et cela d'autant plus que la perte de charge pour contourner le bout plus épais a augmenté ; par ailleurs la cavitation dans la zone de jeu a diminué. 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 3-36 est une vue en perspective de la demi pale droite de la figure 3-34 dont l'extrémité de la pale en regard de sa plaque est surmontée d'un bombage suivant la ligne moyenne et suivant l'épaisseur appelé saumon. Suivant cette dernière direction, l'espace libre entre le saumon et chaque plaque prend une forme de venturi. La figure 3-37 est la vue de face de la même pale droite insérée entre une plaque supérieure et une plaque inférieure. 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.

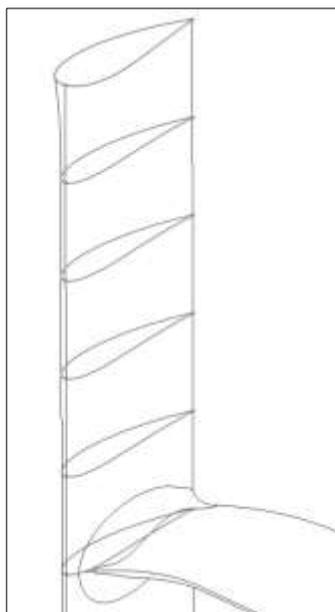


Figure 3-34. Pale équipée d'un épaississement de bout d'aile

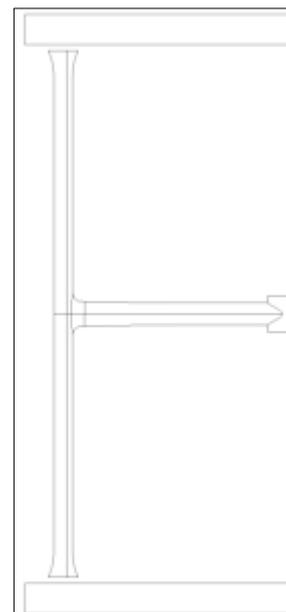


Figure 3-35. Pale équipée d'un épaississement de bout d'aile et confinée par des plaques

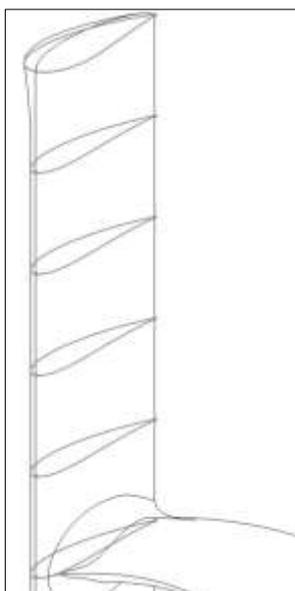


Figure 3-36. Pale équipée d'un épaississement de bout d'aile et d'un bombage

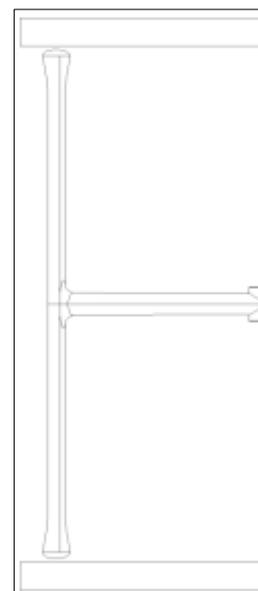


Figure 3-37. Pale équipée d'un épaississement de bout d'aile et d'un bombage, confinée par des plaques

Pour un jeu de hauteur constante h , l'arête vive en entrée (coin intrados) cause un décollement avec apparition d'un vortex de passage (scraping vortex en anglais). La section de passage du fluide se trouve 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. Au-delà de la contraction l'écoulement se ré-attache ou non sur la paroi avant d'émerger de la zone de jeu suivant que la valeur de l'épaisseur relative est faible (effets visqueux importants) ou non (effets inertiels importants) ; une valeur critique du jeu dépendant de la vitesse incidente et de la corde sépare les deux cas. A la suite de ce premier tourbillon 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.

Il est possible de jouer sur le premier vortex en arrondissant le bout de pale en entrée de jeu de manière à supprimer le décollement que cause l'arête vive. Malheureusement, on augmente ainsi le tourbillon de fuite. Un faible divergent peut réduire ce tourbillon. En fait on est contraint de choisir un jeu 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.

3.5 Amélioration de l'auto-démarrage et de l'uniformisation du couple moteur

Une particularité des turbines à flux transverse est la présence de zones de frein durant la rotation de la pale. Ces zones conduisent à avoir un couple moteur variable durant la rotation et des difficultés d'auto-démarrage (équilibre des couples lorsque la turbine est à l'arrêt).

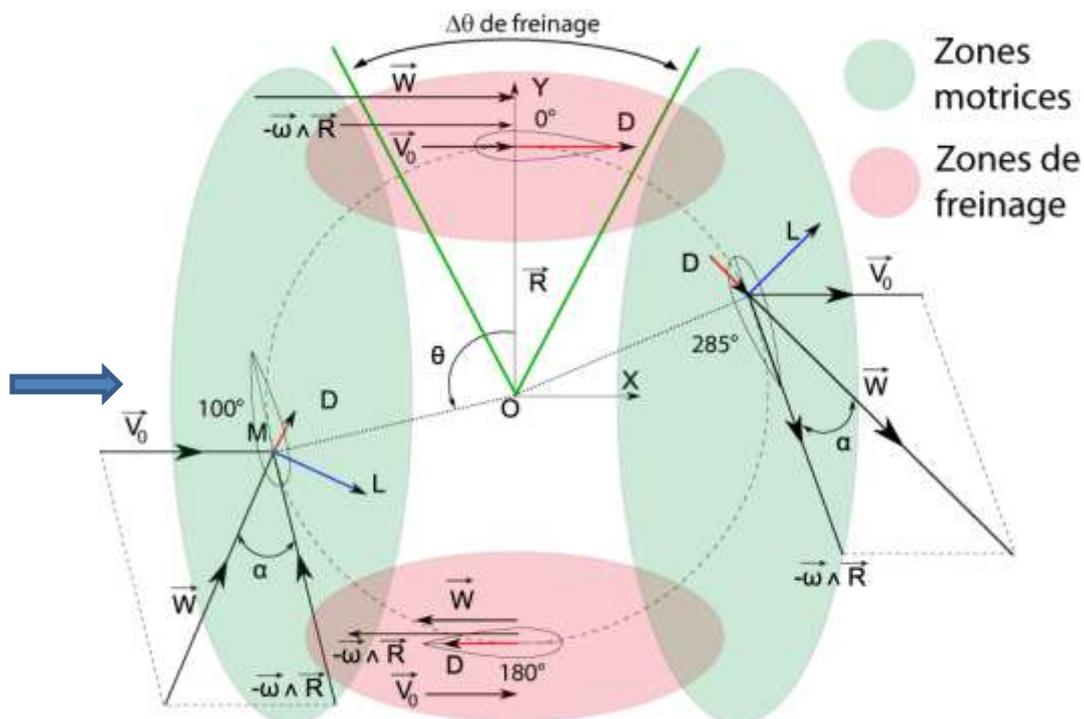


Figure 3-38. Analyse bidimensionnelle des zones motrices et de freinage d'une turbine à flux transverse

La figure 3-38 montre quatre positions angulaires d'un profil 2D symétrique de corde c dans un mouvement circulaire de rayon R . En traçant les composantes des forces hydrodynamiques, on peut décomposer la surface balayée par les profils en quatre zones : deux zones motrices, situées dans les régions amont et aval, et deux zones de freinage, situées dans les frontières entre ces deux régions, où les vecteurs vitesse infinie amont et vitesse de rotation sont colinéaires.

Dans les zones frontières, la force de traînée est prépondérante devant la force de portance, ce qui explique un couple résultant de freinage. La difficulté d'auto-démarrage d'une turbine à flux transverse est liée à l'existence de ces deux zones de freinage. Pour une turbine munie de deux pales, les profils sont dans une position d'équilibre stable lorsque chacun se situe dans une de ces deux zones. Un nombre de pales supérieur ou égal à trois résout partiellement le problème du démarrage, étant donné que cet inconvénient reste encore conditionné par la position initiale des pales. Une meilleure solution pour l'auto-démarrage serait l'utilisation d'un nombre élevé de pales, mais cela diminuerait la puissance générée à cause de l'interférence entre les pales.

L'utilisation d'un système de contrôle d'angle de calage des pales et l'adoption de profils cambrés facilitent aussi l'auto-démarrage. Concernant les profils cambrés, [Kirke, et al., 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 est inférieure à celle disposant de profils symétriques. [Takamatsu, et al., 1991] ont aussi constaté une meilleure performance en utilisant des profils non-cambrés pour des turbines Darrieus testées dans l'eau.

Ce comportement des profils cambrés peut être expliqué par les changements effectifs de cambrure et de l'angle d'incidence, qui ont un impact direct sur la portance instantanée développée par le profil (figure 3-39). En effet, il est possible de démontrer à l'aide de la théorie des transformations conformes qu'un profil symétrique tangent au cercle de rotation au $\frac{1}{4}$ de corde, placé dans un écoulement circulaire, se comporte comme un profil cambré doté d'un angle d'incidence non-nul dans un écoulement rectiligne. Inversement, dans les mêmes conditions, un profil symétrique projeté à mi-corde sur le cercle de rotation équivaut à un profil symétrique à angle d'incidence nul.

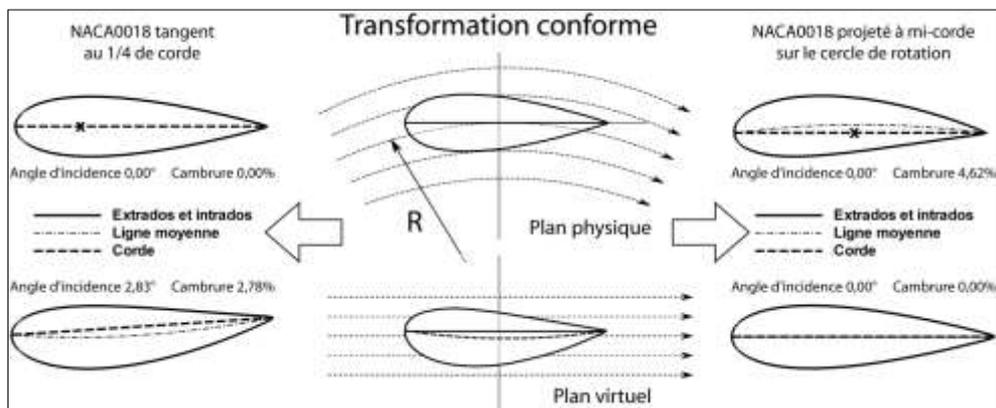


Figure 3-39. Transformation conforme d'un profil en mouvement circulaire

L'uniformité du couple moteur délivré par la turbine élémentaire est un objectif primordial pour faciliter la génération électrique et pour minimiser les vibrations auxquelles les hydroliennes sont soumises. On peut alors espérer augmenter la durée de vie de l'hydrolienne en réduisant les amplitudes de contrainte et, par conséquent, l'endommagement généré par chaque cycle de fonctionnement.

La figure 3-40 considère une pale hélicoïdale de hauteur H et d'angle d'enroulement γ , s'étendant d'une position angulaire θ_{inf} (section inférieure) à une position angulaire θ_{sup} (section supérieure). La section intermédiaire se situe à θ_{int} , qui représente la position angulaire moyenne de la pale. Cinq pales droites équivalentes (profil, rayon du cercle et vitesse de rotation identiques) ont été esquissées sur la même figure, dont trois contiennent des profils 2D communs à la pale hélicoïdale.

En supposant que l'écoulement est bidimensionnel, un effort $E^{pale\ 3D}$ subi par une pale 3D peut être estimé à partir de la somme des efforts $E^{section\ 2D}$ subis par l'ensemble de sections 2D qui la composent :

$$E^{pale\ 3D}(\theta^{3D}) = \int_0^H E^{section\ 2D}(\theta^{2D}) dz \quad (3-30)$$

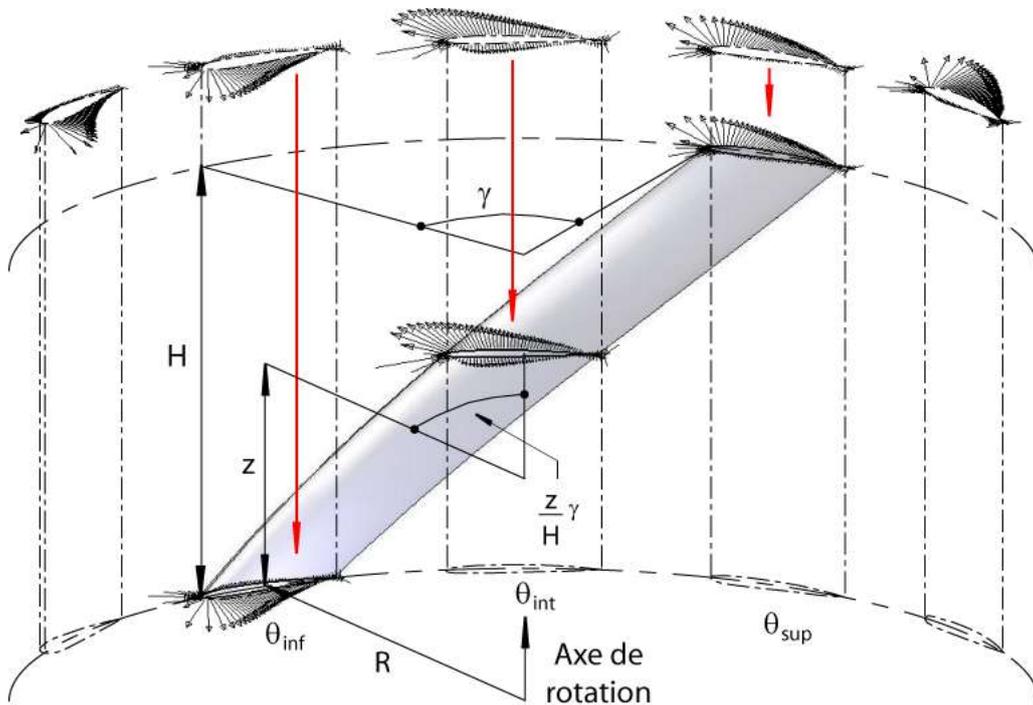


Figure 3-40. Pale hélicoïdale composée d'une succession de profils 2D communs aux pales droites situées à différentes positions angulaires

Cette méthode d'application de champs de pression 2D sur des pales 3D, dite « quasi-tridimensionnelle » surestime les efforts subis par les pales, car, étant fondée sur des écoulements bidimensionnels, les effets de bout d'aile et les écoulements axiaux sont négligés.

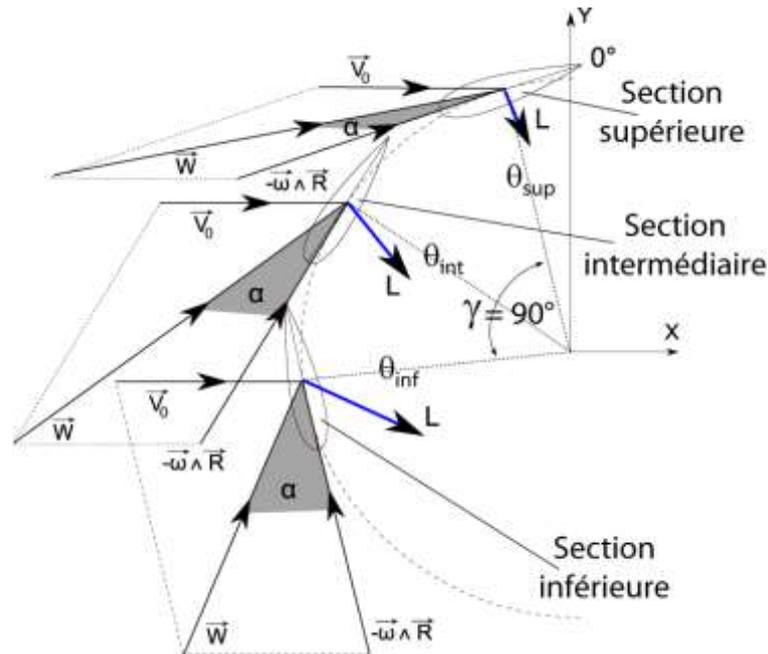


Figure 3-41. Variation de l'angle d'incidence et de la force de portance suivant l'envergure d'une pale hélicoïdale

Revenons à l'étude de la pale hélicoïdale. Sur la figure 3-41, trois sections 2D d'une pale hélicoïdale couvrant un secteur γ de 90° ont été dessinées en vue de dessus. 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 lors du décollement massif de la couche limite sur toute la hauteur de la pale génère des efforts cycliques d'amplitudes importantes, qui pénalisent la tenue en fatigue d'une telle turbine.

En utilisant une pale hélicoïdale, on peut alors chercher à limiter la montée trop rapide et l'effondrement trop brutal du couple moteur tout en gardant constant le couple moyen. 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.

Sur la figure 3-38, il a été défini une plage de positions azimutales $\Delta\theta$ de freinage pour laquelle la pale n'est pas motrice. Par souci de clarté, ce secteur a été délibérément agrandi. Il peut varier en fonction des diverses caractéristiques de l'écoulement et de la turbine.

Afin de favoriser l'auto-démarrage, le couple résultant de l'ensemble des pales de la turbine doit être moteur. Il est donc important de diminuer la zone de freinage et/ou d'assurer que les pales se trouvent dans des zones motrices. La réduction de la zone de freinage n'est pas toujours possible, car elle dépend fortement de la vitesse de l'écoulement incident. Partant d'un raisonnement purement bidimensionnel, la meilleure solution pour qu'une pale de turbine s'échappe au maximum de cette zone de freinage est l'utilisation d'un angle d'enroulement γ de pale important.

La turbine représentée sur la figure 3-42 est munie de 3 pales d'enroulement égal à environ 120° pour chacune. Un angle d'enroulement de 360° divisé par le nombre de pales assure qu'au moins une section transversale de pale se trouve sur toutes les positions angulaires. Comme la taille des zones de freinage est supposée plus petite que la taille des zones motrices, le fait de disposer de sections de pale sur tout le cercle à chaque instant doit favoriser l'auto-démarrage. C'est la solution de Gorlov.

En pratique, un angle d'enroulement important diminue la tenue en fatigue et des bras supplémentaires sont à prévoir sur la hauteur des pales. Des phénomènes fortement tridimensionnels introduisant des pertes de portance des pales limitent aussi l'angle d'enroulement hélicoïdal. Ces inconvénients peuvent être diminués en adoptant un angle moins élevé. Ainsi, la turbine Achard en « V », présentée sur la figure 3-43, est munie aussi de pales hélicoïdales, mais disposant d'un angle d'enroulement couvrant une partie réduite du cercle de rotation à chaque instant.



Figure 3-42. Les pales couvrent tout le cercle de rotation



Figure 3-43. Les pales couvrent une zone réduite du cercle

Remarquons également que lorsque plusieurs turbines sont empilées pour former une colonne, un simple décalage angulaire des machines pourra suffire, réduisant ainsi l'importance de cette contrainte d'auto-démarrage à l'échelle de la turbine.

Comme présenté ci-dessus, l'utilisation de pales hélicoïdales favorise l'auto-démarrage de la turbine. Un autre atout des pales disposant d'un angle d'enroulement considérable est le lissage du

couple moteur. Ces deux avantages proviennent d'une même raison géométrique : les sections transversales des pales « sortent » du plan méridien unique, où l'écoulement est quasiment bidimensionnel. Les pales hélicoïdales construites à partir de sections transversales disposant d'angles d'incidence progressifs limitent la montée trop rapide et l'effondrement brutal de la force de portance. Ainsi, l'écart entre les valeurs extrêmes de couple sur un tour est réduit à l'aide de pales hélicoïdales.

L'uniformisation du couple d'une turbine élémentaire reste un objectif à poursuivre car, outre les aspects facilitant la génération électrique, cela diminue les vibrations mécaniques des hydroliennes.

Au niveau d'une colonne de turbines, comme pour l'auto-démarrage, il suffit d'introduire un décalage angulaire des turbines constituant la colonne pour uniformiser le couple sur un tour.

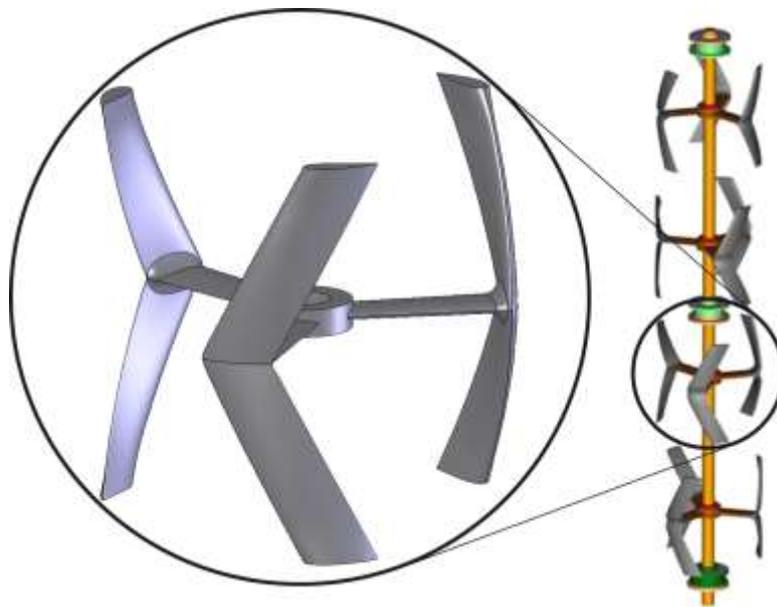


Figure 3-44. Colonne de quatre turbines Achard à pales hélicoïdales décalées angulairement

Une autre façon de lisser le couple moteur est l'installation d'un volant d'inertie. Cette solution est efficace, mais dégrade la capacité d'auto-démarrage de la colonne à cause de l'augmentation du moment d'inertie de la colonne.

Le débat concernant la faiblesse du rendement due à l'utilisation des pales hélicoïdales, rapporté dans la section 2.1.1.2, 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 élevée 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.

4. Caractérisation expérimentale de la turbine du convertisseur HARVEST

Après avoir décrit les améliorations géométriques proposées dans le chapitre précédent, ce chapitre portera sur la caractérisation expérimentale de maquettes de turbines permettant de mesurer les gains de performances produits.

Le début du chapitre présente un état de l'art des expérimentations menées sur les turbines à flux transverse. Ensuite, les moyens d'essais développés dans le cadre de la thèse de [Dellinger, 2011], sont présentés. Ces moyens permettent de mesurer les aspects hydrodynamiques, structuraux et électriques de maquettes de 175 mm de diamètre. C'est à partir d'une mesure globale des efforts développés par une turbine en fonctionnement, que sont caractériser de manière précise les performances hydrodynamiques, et cela pour des conditions d'écoulement bien définies. Dans la dernière section du chapitre, quelques résultats expérimentaux significatifs sont présentés. Les essais ont été obtenus dans le cadre de la thèse de [Aumelas, 2011], réalisée au LEGI.

En parallèle à la mesure des efforts globaux, des campagnes de visualisation de l'écoulement sont réalisées au LEGI dans le cadre de la thèse en cours de Jonathan Bossard (EDF/Ademe). L'obtention de données expérimentales caractérisant localement l'écoulement, notamment au voisinage des pales, permet d'identifier le développement des structures tourbillonnaires, caractéristiques du décrochage dynamique, et de mettre en évidence l'apparition d'éventuels germes de cavitation. La visualisation utilise la technique de la PIV (Particle Image Velocimetry).

4.1 Etudes expérimentales de turbines à flux transverse disponibles dans la littérature

Actuellement, le nombre de publications concernant des tests de turbines à flux transverse est assez réduit et les résultats sont parfois sujets à controverses, comme évoqué dans la section 2.1.1.2. Les données issues des campagnes de mesures du LEGI doivent à terme constituer une banque de résultats expérimentaux fiables et disponibles pour les laboratoires partenaires et EDF.

La méthode expérimentale consiste à obtenir par des expériences répétées des mesures reproductibles et fiables de phénomènes physiques réels. Ce processus est très important pour valider les modèles numériques et les paramètres de calcul utilisés dans une simulation numérique et, le cas échéant, évaluer les écarts et déterminer leurs origines.

La complexité des techniques de mesure à mettre en œuvre pour capter les phénomènes physiques les plus fins rend ces essais coûteux. Il est donc particulièrement intéressant de faire appel à la simulation numérique pour effectuer des études paramétriques dans une phase de dimensionnement – en lieu et place d'essais coûteux sur de multiples prototypes également onéreux

à fabriquer – et identifier ainsi la configuration de machine la plus performante. Cependant, en raison des capacités prédictives encore limitées des simulations numériques fluides, une étude expérimentale de la configuration préconisée sur des bases numériques reste indispensable pour évaluer ses performances réelles.

A la fin des années 70, des essais en soufflerie [Blackwell, et al., 1976], [Sheldahl, 1980] et des tests de prototypes [Sheldahl, et al., 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.

Paramètre	Brochier et al. 1986	Fujiwasa et al. 2001	Laneville et al. 1986	Simão Ferreira et al. 2009
Milieu	eau	eau	air	air
Technique	Laser-Doppler Vel.	Particle Image Vel.	Efforts \vec{F}_t et \vec{F}_n	Particle Image Vel.
Ø arbre	1 cm	–	3,81 cm	–
Fixation des pales	Bas : flasque Haut : flasque	Bas : flasque Haut : libre	Bas : bras Haut : câble	Bas : flasque 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	$Re_D = 1,8 \times 10^4$	$Re_D = 3 \times 10^3$	$Re_c = 3,8 \times 10^4$	$Re_c = 5 \times 10^4$ $Re_c = 7 \times 10^4$
ω	variable	variable	300 trs/min	75 rad/s 105 rad/s
V_0	15 cm/s	5 cm/s	variable	variable
λ	2,14 3,85	1 2 3	2 2,5 3 4 5	2 3 4
k	0,30 0,22	∞ 0,32 0,25	0,19 0,16 0,15 0,13 0,13	0,24 0,18 0,16

Figure 4-1. Etudes expérimentales sur le décrochage dynamique dans les turbines Darrieus

On trouve des études expérimentales plus axées sur la physique du décrochage dans les turbines Darrieus comme celles réalisées par [Brochier, et al., 1986] et [Fujisawa, et al., 2001] dans l’eau et d’autres comme [Laneville, et al., 1986] et [Simão Ferreira, et al., 2009] dans l’air. Les principaux paramètres caractérisant les essais réalisés dans les travaux mentionnés sont résumés dans le tableau de la figure 4-1. 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 cette figure 4-1 les notations introduites au chapitre 3. Ainsi, N désigne le nombre de pales, c/R est la solidité de profil (avec $S = Nc/R$ la solidité de la turbine), H/c est l'allongement de la pale (droite dans tous les cas), ω est la vitesse angulaire, V_0 la vitesse de l'écoulement incident, λ le paramètre d'avance ou vitesse spécifique et k la fréquence réduite.

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 4-2, le développement (traits continus) et la trajectoire (traits pointillés) des tourbillons lâchés par une pale pour le paramètre d'avance égal à 2,14 sont représentés. Cette valeur correspond à un décrochage dynamique profond, avec des angles d'incidence importants (cf. discussion de la section 3.1.4.2).

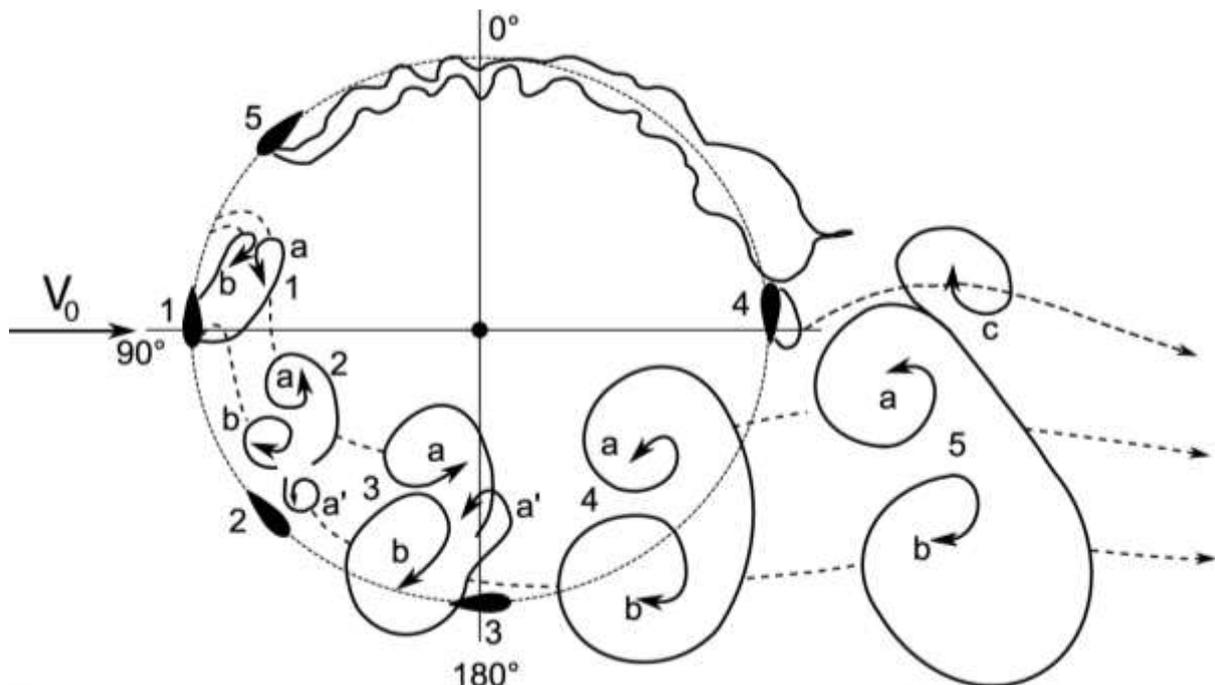


Figure 4-2. L'écoulement tourbillonnaire d'une turbine Darrieus dans l'eau à $\lambda = 2,14$. Source : [Brochier, et al., 1986].

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.

Les visualisations de la figure 4-3 réalisées par [Fujisawa, et al., 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 (3 a) se forme. Un régime plus proche d'un comportement laminaire semble augmenter le nombre de tourbillons lâchés par la pale.

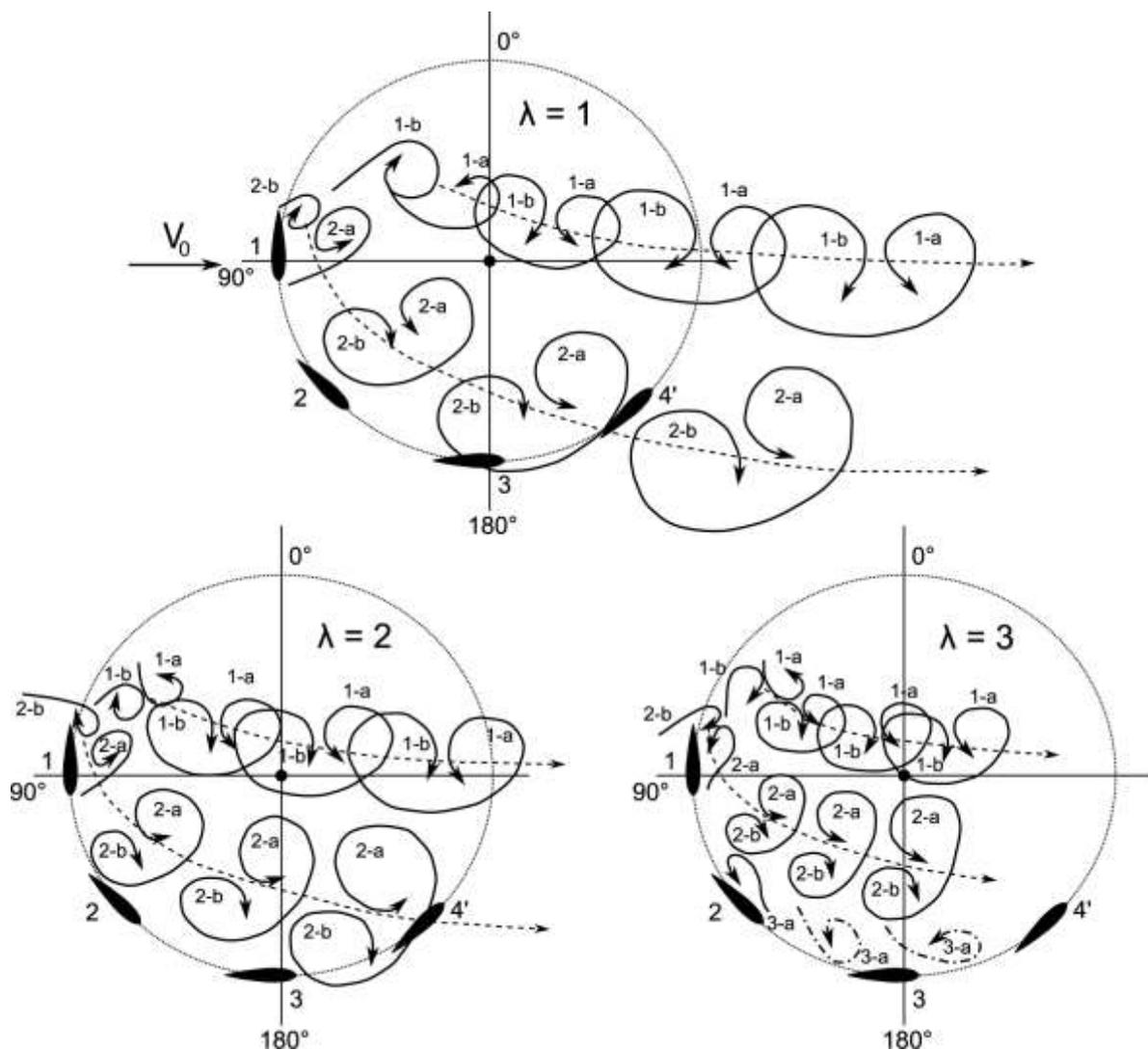


Figure 4-3. L'écoulement tourbillonnaire d'une turbine Darrieus dans l'eau à $\lambda = 1, 2, 3$. Source : [Fujisawa, et al., 2001].

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, et al., 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 λ est illustrée sur la figure 4-4.

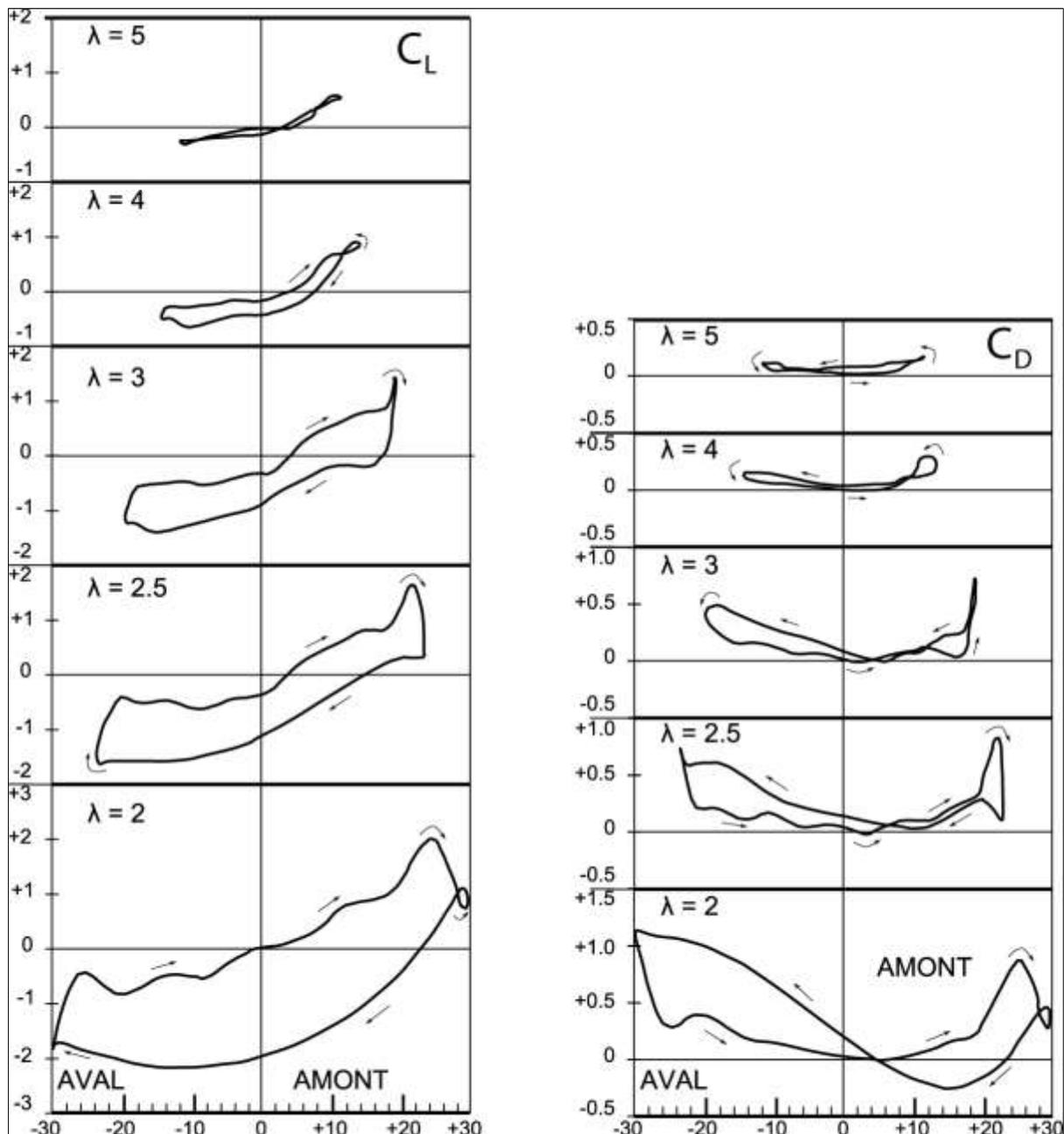


Figure 4-4. Coefficients de portance (gauche) et de traînée (droite) en fonction de l'angle d'incidence d'une pale de turbine Darrieus bi-pale dans l'air pour 5 valeurs de paramètre d'avance λ . Source : [Laneville, et al., 1986]

Les courbes montrent la forte corrélation entre les cycles d'hystérésis et l'angle d'incidence maximal. Pour des valeurs de λ inférieures à 5, pour lesquelles l'angle d'incidence maximal dépasse l'angle de décrochage statique, on note le « grossissement » du cycle, ce qui indique l'existence du décrochage dynamique. La corrélation n'est pas parfaite en relation à la fréquence réduite. En effet, alors que toutes les courbes correspondent à des valeurs de fréquence réduite supérieures à 0,05, pour lesquelles on s'attend à des forts décollements dynamiques, dans le cas $\lambda = 5$ le « grossissement » du cycle n'apparaît pas, ce qui laisse supposer l'absence d'un décollement dynamique significatif.

Pour des valeurs de λ inférieures à 3, la phénoménologie décrite par les auteurs ressemble au cas $\lambda = 2,14$ de [Brochier, et al., 1986]. Pour des faibles incidences ascendantes en amont, on sait que la portance augmente généralement moins vite que dans le cas statique. Au-delà de l'angle de décrochage statique (entre 12° et 15°), on assiste à une montée plus rapide de portance, due à l'apparition et au déplacement du tourbillon (a) vers le bord de fuite. Ensuite, la portance chute brusquement, probablement lorsque ce tourbillon est lâché du bord de fuite dans le sillage. Il faut noter que la traînée varie en phase avec la portance. A $\lambda = 2$, les auteurs notent l'apparition d'une boucle secondaire, qui fait remonter un peu la portance et la traînée. Ce comportement est dû probablement à la présence de tourbillons secondaires lâchés au bord de fuite, qui interagissent avec le tourbillon primaire. Les auteurs justifient l'absence de boucle secondaire à $\lambda > 2$ par le fait que le tourbillon primaire s'éloigne plus rapidement de la pale (en augmentant λ , la pale tourne de plus en plus vite par rapport à l'écoulement), diminuant son influence rapidement.

Une fois l'incidence maximale dépassée dans la partie descendante, la portance est très inférieure à celle de l'incidence croissante, signe de la forte influence des tourbillons lâchés en amont sur la même pale en aval. Une deuxième zone de décrochage apparaît à l'incidence négative maximale, dans le demi-disque aval. Il s'ensuit une seconde chute de portance, moins prononcée que celle du demi-disque amont.

[Simão 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 4-5 montre l'évolution de la vorticité (niveaux de bleu) et de la circulation (traits continus) générée par un tourbillon dans l'air, lâché par le bord d'attaque d'une pale 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, sur laquelle 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 ($\theta > 133^\circ$).

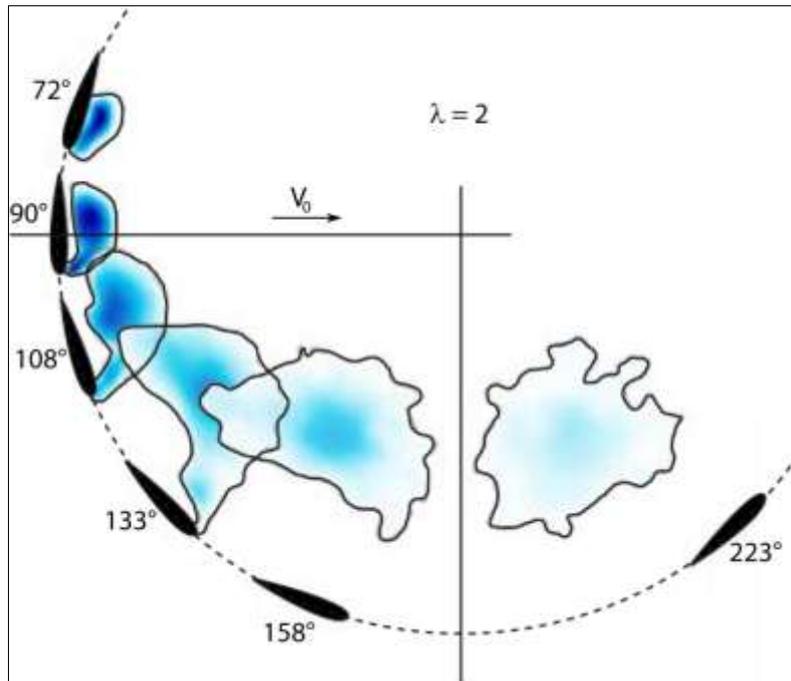


Figure 4-5. Evolution de la vorticité (niveaux de bleu) et de la circulation (traits continus) d'un tourbillon dans l'air, lâché par le bord d'attaque d'une pale à $\lambda = 2$.
Source : [Simão Ferreira, et al., 2009]

4.2 Présentation des moyens d'essais du LEGI

4.2.1 Circuit hydraulique et tunnel hydrodynamique du LEGI

Les essais expérimentaux sont menés dans un circuit hydraulique installé au LEGI. Il s'agit d'une boucle fermée de 30 m de conduite et de capacité égale à 36 m^3 d'eau.

Un groupe moto-pompe assure la circulation d'eau. Il permet d'obtenir un débit variant de façon continue de 0 à 500 litres/s. La vitesse du fluide est alors comprise entre 0 et 2,8 m/s. Divers organes du circuit hydraulique, notamment les résorbeurs, le nid d'abeilles et les cuves, permettent d'assurer la circulation d'un écoulement d'eau de bonne qualité et suffisamment dégazée.

Ce tunnel hydrodynamique est composé de deux parties principales : le convergent et la veine d'essai. Le convergent se trouve en amont de la veine d'essai et a pour rôle de stabiliser l'écoulement de sorte que le profil de vitesse dans la veine soit quasiment uniforme.

La veine d'essai est constituée d'un cadre métallique comportant 3 faces à hublots transparents en plexiglas permettant la visualisation de l'écoulement et une plaque (face supérieure) sur laquelle repose la balance d'efforts à six composantes. Les maquettes d'hydroliennes sont placées à l'intérieur de cette partie, dont les dimensions sont 1,00 m de longueur par 0,70 m de largeur par 0,25 m de hauteur.

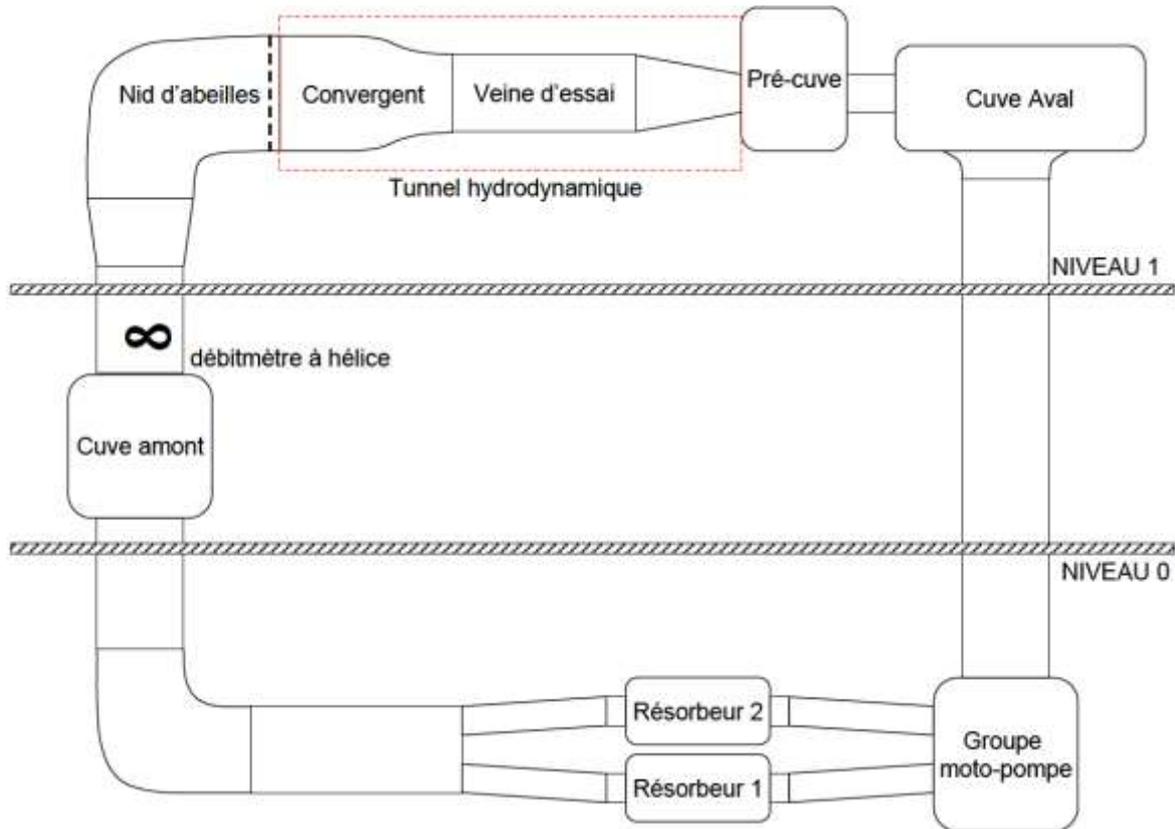


Figure 4-6. Circuit hydraulique du LEGI

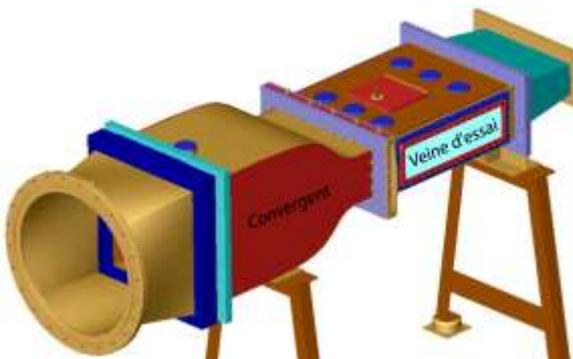


Figure 4-7. Tunnel hydrodynamique



Figure 4-8. Veine d'essai et balance d'efforts

4.2.2 Dispositif expérimental de mesure : balance d'efforts à six composantes

La balance d'efforts à six composantes fait l'objet de deux thèses en cours au sein du LEGI. [Dellinger, 2011] s'est occupé de la définition du cahier de charges, de la conception et de la fabrication des pièces et des premiers essais expérimentaux. [Aumelas, 2011] a contribué à la mise au point de ce dispositif de mesure et à l'élaboration d'un protocole expérimental bien précis, qui a permis l'obtention de données fiables et reproductibles. Ces deux thèses seront soutenues au deuxième semestre 2011.

[Dellinger, et al., 2007] explique la conception du dispositif expérimental de mesure, capable de déterminer instantanément et simultanément les grandeurs physiques nécessaires à la caractérisation du chargement hydrodynamique sur une maquette d'hydrolienne, à savoir : la position angulaire des pales, la vitesse de rotation et les composantes du torseur d'efforts agissant sur la turbine.

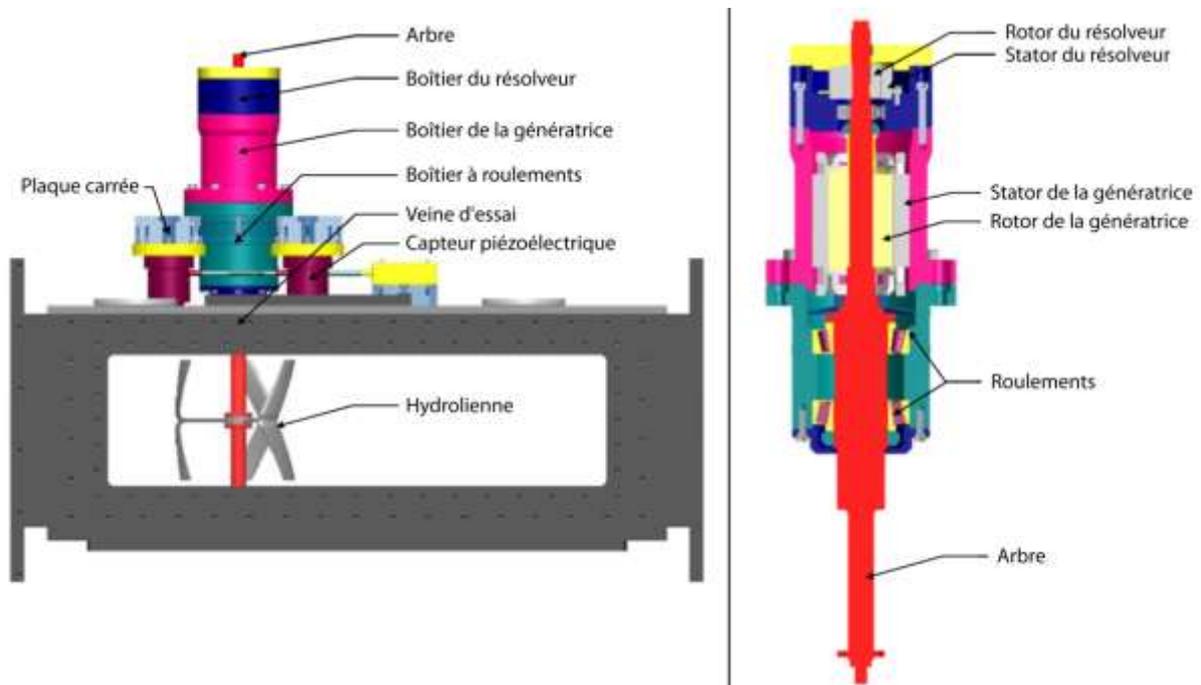


Figure 4-9. Dispositif expérimental de mesure : éléments constitutifs (à gauche) et coupe transversale (à droite)

La figure 4-9 présente le montage mécanique utilisé pour la détermination des efforts globaux subis par la turbine. Les différents éléments constitutifs de la balance sont empilés sur la même ligne d'arbre. Une plaque carrée extrêmement rigide est posée sur quatre plots munis de capteurs piézoélectriques sensibles aux forces dans les trois directions de l'espace. Un boîtier à roulements est centré sur cette plaque. La génératrice électrique, pouvant fonctionner en mode moteur ou générateur, se trouve immédiatement au-dessus. Au sommet de l'arbre, un résolveur renvoie à chaque instant la position angulaire de la turbine, qui, synchronisée à une échelle de temps, permet aussi de déterminer la vitesse de rotation.

4.2.3 Principes de mesure

La balance d'efforts dispose de deux systèmes de mesure indépendants : le premier basé sur une génératrice électrique et le deuxième fondé sur des capteurs piézoélectriques.

4.2.3.1 Génératrice électrique

A partir de la génératrice électrique, il est possible de remonter jusqu'au couple développé par l'hydrolienne.

Il suffit d'appliquer le principe fondamental de la dynamique à l'ensemble des éléments tournants, supposés infiniment rigides :

$$C_h + C_g + C_f = J \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (4-1)$$

D'après l'équation 4-1, la mesure du couple C_h fourni à un instant t par l'hydrolienne passe par l'identification du couple mesuré par la génératrice électrique C_g et celui créé par les frottements C_f , ainsi que la détermination du moment d'inertie des éléments tournants J et de l'accélération angulaire $d\omega/dt$ (figure 4-10).

Le couple de la génératrice électrique C_g est obtenu en mesurant l'intensité du courant électrique passant par ses bobines. En effet, l'intensité de ce courant est reliée au couple récupéré par la génératrice par une constante de proportionnalité connue, déterminée par le fabricant.

Divers facteurs sont à l'origine du couple créé par les frottements C_f , parmi lesquels les joints d'étanchéité et les roulements qui assurent le guidage en rotation. Il s'agit d'un frottement sec directement proportionnel à la vitesse de rotation ω de l'arbre (équation 4-2) :

$$C_f = A\omega + B \quad (4-2)$$

Etant asservie à une vitesse de rotation constante, la génératrice électrique travaille en moteur ou en génératrice (=frein), suivant l'énergie apportée par le fluide. Si cette énergie est supérieure à celle créée par les frottements dans l'ensemble de la ligne d'arbre, l'excédent est converti en courant électrique dans les bobinages de la génératrice. L'asservissement ne garantit pas une vitesse de rotation constante, égale à la consigne d'entrée à tout instant. En effet, la vitesse de rotation est une distribution sinusoïdale centrée autour de la consigne d'entrée, sa fréquence étant égale au produit du nombre de pales de la turbine par la fréquence de rotation de l'arbre. Instantanément, cette variation de vitesse génère un couple d'inertie égal à la somme des trois autres couples. En revanche, sur un tour, la moyenne du couple d'inertie est nulle car la moyenne de l'accélération angulaire est nulle. C'est pour cette raison que le couple d'inertie ne participe pas au rendement de la turbine, mais peut être utilisé pour lisser le couple de la turbine sur un tour (principe du volant d'inertie).

Dans une démarche comparative des performances des turbines, seul le couple fourni par l'hydrolienne C_h nous intéresse. Ce couple est la seule inconnue de l'équation 4-1. La figure 4-11 présente une distribution angulaire typique du couple instantané obtenu par la génératrice électrique de la balance d'efforts.

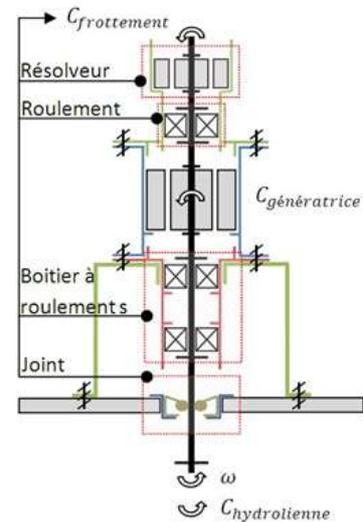


Figure 4-10. Principe de la mesure par génératrice électrique.

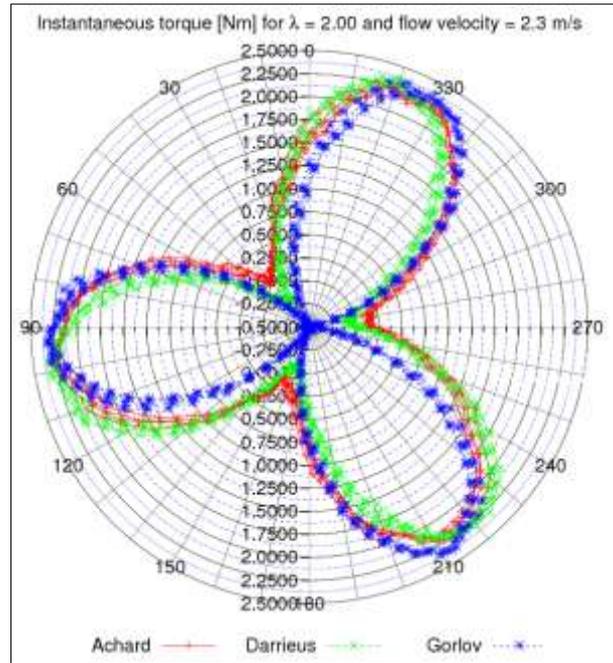


Figure 4-11. Distribution angulaire typique du couple hydrodynamique instantané obtenu par la génératrice électrique de la balance d'efforts. Source : [Aumelas, et al., 2009]

4.2.3.2 Capteurs piézoélectriques

Les capteurs piézoélectriques permettent l'obtention du torseur d'efforts s'exerçant sur la turbine. La balance d'efforts est posée sur quatre plots munis de capteurs sensibles aux forces dans les trois directions de l'espace. Le principe fondamental de la statique impose que la somme des efforts agissant sur le système soit égale à zéro. Il en résulte que l'action du fluide est reprise intégralement par les quatre capteurs piézoélectriques, qui fournissent chacun trois signaux de forces : deux forces contenues dans le plan horizontal (F_x et F_y) et une force verticale (F_z). Les douze signaux récupérés traduisent alors directement l'action du fluide sur l'hydrolienne.

La figure 4-12 schématise le principe de la mesure par capteurs piézoélectriques.

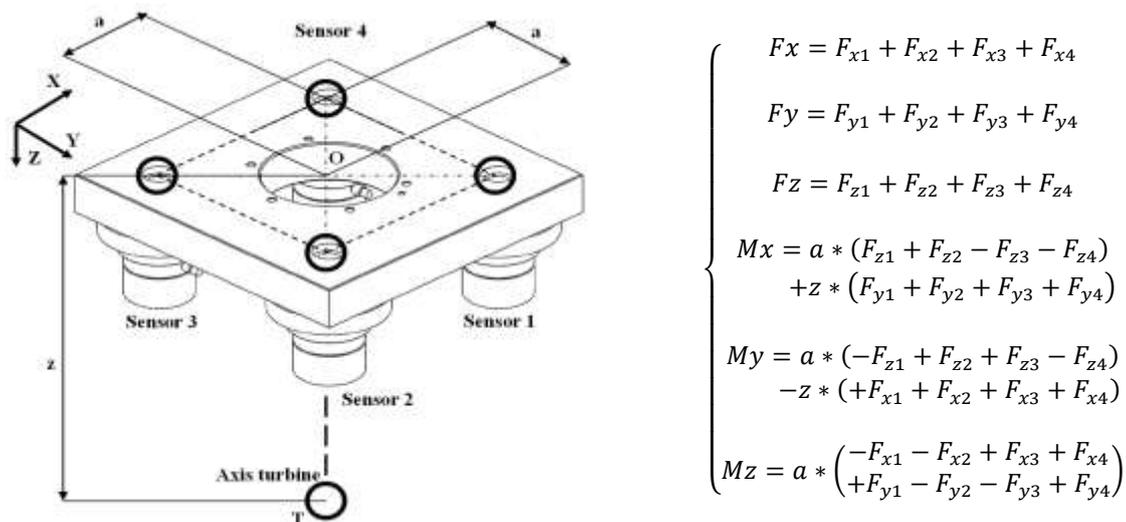


Figure 4-12. Principe de la mesure par capteurs piézoélectriques et expression du torseur des actions hydrodynamiques

A droite de l'image, les équations issues du principe fondamental de la statique en fonction des valeurs d'efforts mesurés sur les quatre plots sont représentées. Plusieurs hypothèses implicites ont été utilisées pour aboutir à ces formules, parmi lesquelles : système statique, éléments et liaisons infiniment rigides et petits déplacements au niveau de la frontière du système (liaison capteurs / veine d'essai). La principale source d'erreur de ce système de mesure provient de la déformation géométrique de la veine d'essai lors du remplissage d'eau et du changement de la vitesse de l'écoulement : une procédure de compensation de ces défauts géométriques a été mise en place, de façon à ce que les mesures soient représentatives uniquement des efforts hydrodynamiques subis par l'hydrolienne.

La figure 4-13 présente les distributions angulaires typiques des traînées instantanées obtenues par les capteurs piézoélectriques de la balance d'efforts.

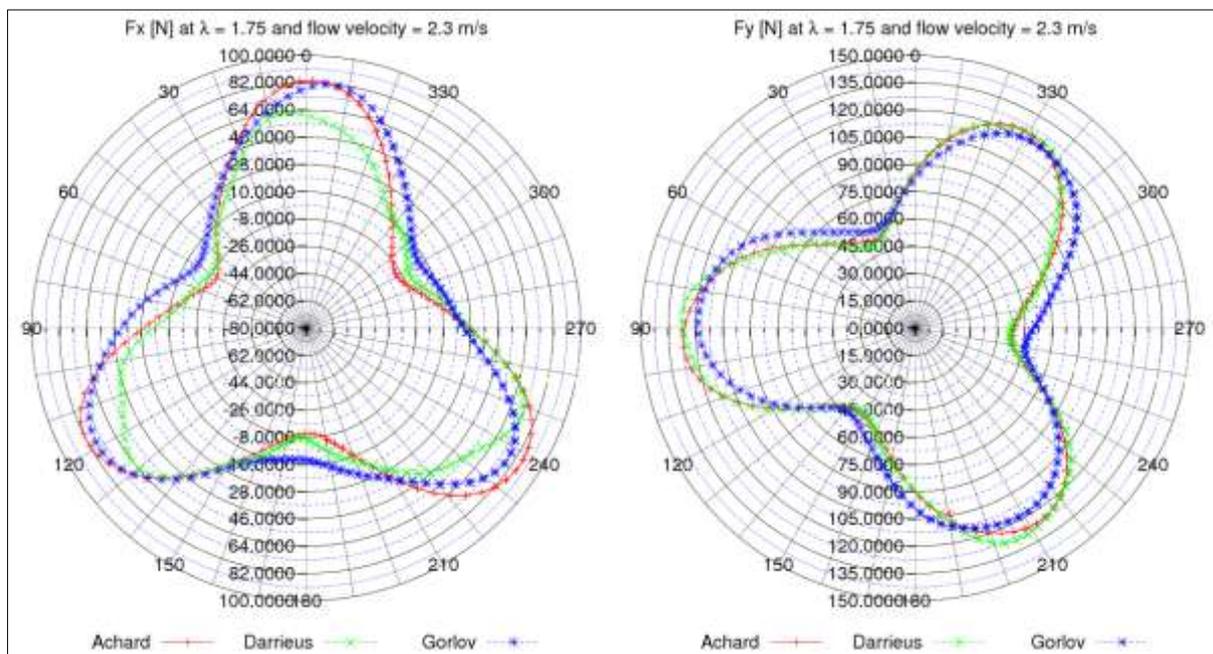


Figure 4-13. Distribution angulaire typique des traînées instantanées obtenues par les capteurs piézoélectriques de la balance d'efforts. Source : [Aumelas, et al., 2009]

4.3 Résultats expérimentaux

Les résultats présentés dans les sections suivantes sont obtenus avec quatre géométries de turbines typiques testées dans le tunnel hydrodynamique du LEGI. Nous nous intéressons uniquement aux performances de chaque géométrie. En effet, l'objectif est de quantifier les apports de chaque modification proposée dans le cadre de cette thèse.

Selon [Dellinger, 2011], les mesures de puissance ont une incertitude de $\pm 4\%$ pour les vitesses supérieures à 1,8 m/s, soit une incertitude de $\pm 1,2$ points si l'on considère un rendement de 30%.

Les mesures réalisées à $V=1,3$ m/s sont à considérer avec beaucoup de précautions car les faibles rendements obtenus ne sont peut-être pas uniquement dus à la chute du nombre de Reynolds. Ils

peuvent aussi être causés par la dégradation du rendement de la génératrice électrique, qui n'est optimisée pour les faibles vitesses.

4.3.1 Maquette Achard à pales droites

La première géométrie testée est une maquette à pales droites avec des pales et bras de liaison à profil constant. Aucun aménagement particulier n'est prévu pour les bouts d'ailes ou les raccordements bras-pale. Cette géométrie sert de référence aux autres car c'est la plus simple géométriquement.

La figure 4-14 montre les cloches de rendement obtenues à différentes vitesses d'écoulement. Pour les vitesses supérieures à 1,8 m/s, on constate un rendement relativement insensible à la variation du nombre de Reynolds et un lambda optimal de l'ordre de 2.

Nom : turbine A10
Pales droites

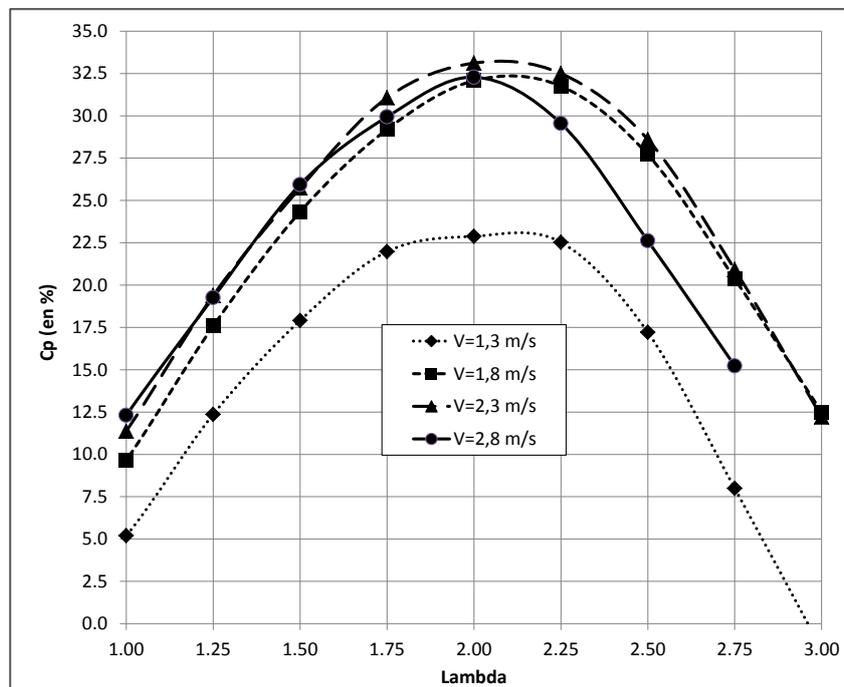


Figure 4-14. Coefficient de puissance Cp en fonction de λ pour la turbine A10

4.3.2 Maquette Achard à pales en V

La deuxième géométrie testée est une maquette à pales en V avec des pales et bras de liaison à profil constant. Comme évoqué dans la section 3.5, la forme en V permet de lisser le couple de la turbine et favoriser l'auto-démarrage. Ces avantages sont importants dans le cas d'une turbine seule mais deviennent caduques lorsqu'il s'agit d'une colonne de turbines déphasées entre elles.

La figure 4-15 montre les cloches de rendement obtenues à différentes vitesses d'écoulement. Les performances sont très légèrement inférieures à celles de la turbine à pales droites. Cette réduction est liée à l'apparition d'écoulements suivant l'envergure qui ne participent pas à la portance [Vad, 2004]. On constate également que la turbine à pales hélicoïdales dispose d'une plage de fonctionnement plus étalée, dont le paramètre d'avance optimal est décalé à droite par rapport à

4.3. Résultats expérimentaux

la turbine à pales droites. Une plage de fonctionnement plus large est intéressante si l'asservissement en vitesse de rotation n'est pas très précis.

Nom : turbine A6
Pales en V

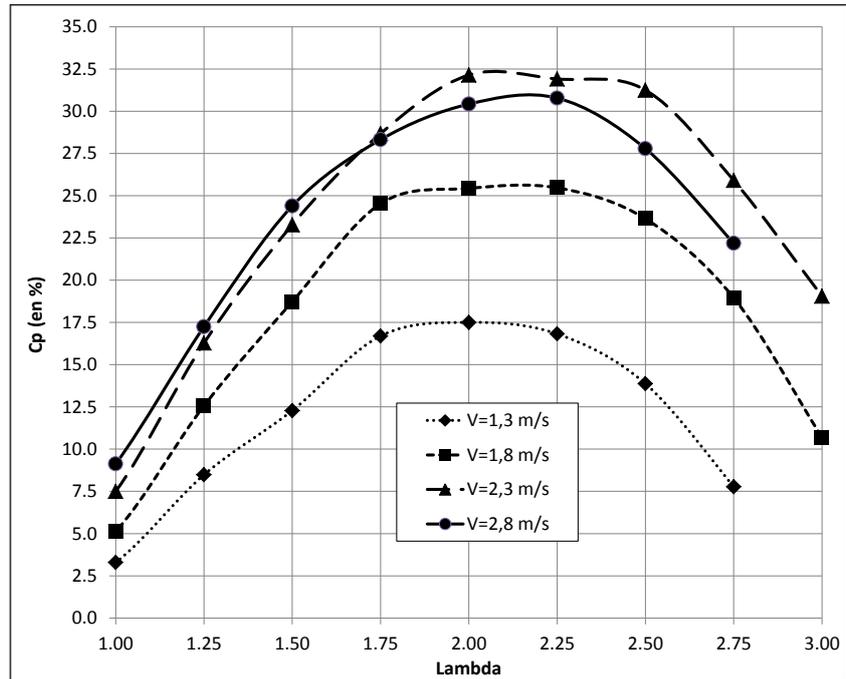


Figure 4-15. Coefficient de puissance en fonction de λ pour la turbine A6

4.3.3 Maquette Achard avec trainée d'interférence réduite

La troisième géométrie testée est une maquette à pales droites bénéficiant des améliorations géométriques présentées dans la section 3.3.

Nom : turbine A12
Pales droites
Raccords bras-ailes optimisés

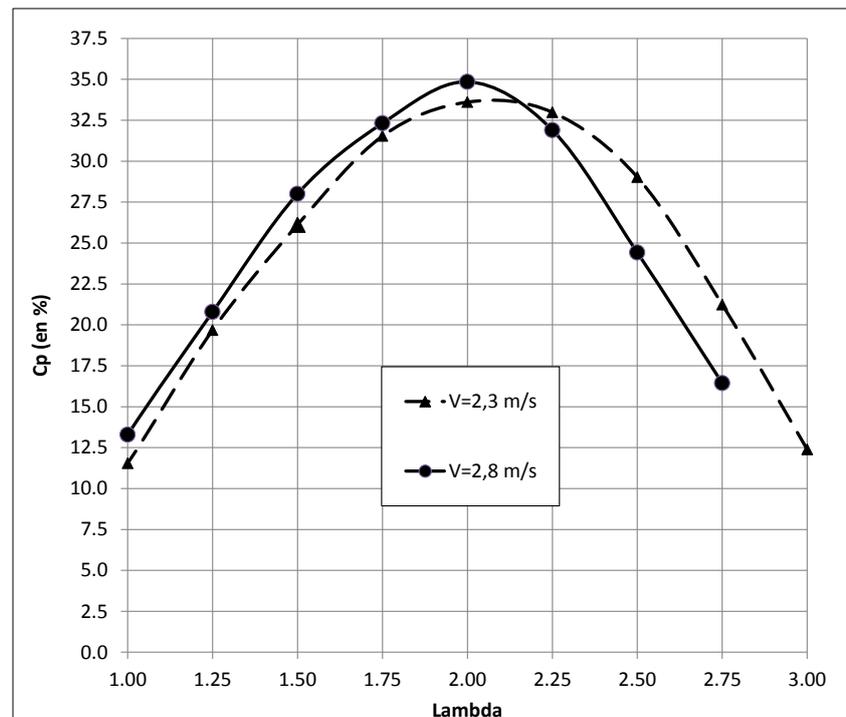


Figure 4-16. Coefficient de puissance en fonction de λ pour la turbine A12

La figure 4-16 montre les cloches de rendement obtenues à différentes vitesses d'écoulement. Les performances sont meilleures que celles de la turbine à pales droites, ce qui démontre que la forme travaillée du raccord bras-aile réduit la trainée d'interférences. La valeur du lambda est quant à elle identique à celle de la pale droite.

4.3.4 Maquette Achard avec traînée de bout d'aile réduite

Enfin, la dernière géométrie testée est une maquette à pales droites bénéficiant des améliorations géométriques présentées dans les sections 3.3 et 3.4.

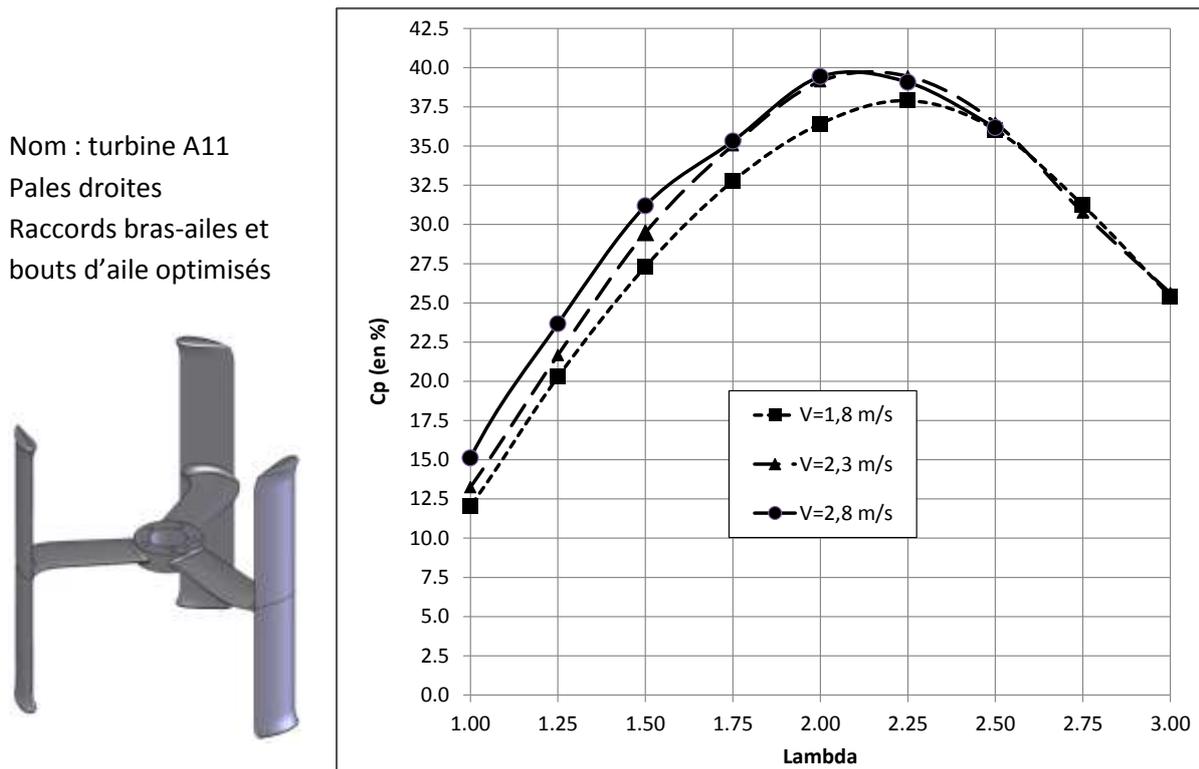


Figure 4-17. Coefficient de puissance en fonction de λ pour la turbine A11

Cette maquette intègre l'ensemble des améliorations imaginées à ce jour. La figure 4-16 montre les cloches de rendement obtenues à différentes vitesses d'écoulement. Les performances sont meilleures que celles de la turbine A12 décrite dans la section précédente, ce qui démontre que la forme travaillée du bout d'aile réduit le tourbillon marginal. Cette amélioration semble avoir des répercussions plus sensibles que la réduction de trainée d'interférences bras-aile.

4.3.5 Bilan des essais

Le tableau de la figure 4-18 résume les performances obtenues avec les différentes géométries de turbines. Ces résultats montrent clairement que la compréhension des phénomènes physiques agissant sur les turbines à flux transverse a permis de proposer des solutions efficaces pour augmenter la performance de ces machines. En effet, la turbine A11 est la résultante des

propositions faites dans le chapitre 3 pour améliorer le rendement et devance largement les autres turbines.

	Turbine A10	Turbine A6	Turbine A12	Turbine A11
$V = 1.8 \text{ m.s}^{-1}$	32.1 %	25.5 %	-	37.9 %
$V = 2.3 \text{ m.s}^{-1}$	33.1 %	32.1 %	33.59 %	39.4 %
$V = 2.8 \text{ m.s}^{-1}$	31.6 %	30.2 %	34.84 %	39.4 %

Figure 4-18. C_p obtenus aux λ optimaux pour les différentes géométries testées

Il est important de préciser que les modifications géométriques apportées sont minimales et ne génèrent aucun surcoût de fabrication, en particulier lorsque les turbines seront fabriquées en fonderie.

5. Optimisation numérique de la turbine carénée du convertisseur HARVEST

Après avoir rappelé dans le chapitre 4 les différents essais expérimentaux conduits jusqu'ici pour valider ou tester les paramètres géométriques caractéristiques de la turbine Achard nue, définis dans le chapitre 3, il est maintenant essentiel de connaître le comportement de cette turbine dans la configuration du prototype complet, c'est-à-dire flanquée de ses carénages et des plaques de séparation entre chaque turbine. Cette configuration est décrite dans la section 5.1 qui expose les paramètres géométriques de la turbine carénée du convertisseur HARVEST, après avoir introduit des considérations générales concernant l'intérêt des carénages.

Plus précisément, les objectifs recherchés sont double. A court terme, le dimensionnement du prototype ETHIC demande à ce que soient connus les chargements hydrodynamiques sur les pales ou sur les carénages, pour plusieurs géométries de turbine. A plus long terme, il importe d'optimiser, en vue d'accroître le rendement, les paramètres hydrodynamiques de la turbine ainsi que ceux des carénages avec lesquels la turbine interagit. L'outil numérique est évidemment bien adapté pour atteindre ces objectifs. Or il est clair que les écoulements en jeu sont très complexes que ce soit à cause de leur instationnarité, induisant notamment des décrochages dynamiques, qu'aux interférences entre les sillages des pales. Dans le choix de la modélisation numérique, des compromis sont donc inévitables afin de peser les informations que l'on souhaite en retirer, eu égard aux efforts à déployer pour la mettre en œuvre. Ce compromis est d'autant plus délicat qu'il doit être fait dans le cadre limité d'une thèse dans laquelle d'autres modes d'approches ont de surcroît été utilisés en parallèle.

On pourra en préambule se reporter à l'annexe A qui balaie rapidement les différents choix de modélisation possibles en partant de modèles globaux jusqu'à des approches locales fines de la simulation des grandes échelles ou suivant l'acronyme anglais LES (pour Large Eddy Simulation), tout en passant par les équations de Navier-Stokes moyennées ou RANS (pour Reynolds Averaged Navier-Stokes equations). Les approches globales sont à écarter : elles comportent des données empiriques et sont adaptées à des optimisations d'architecture conduites à l'échelle macroscopique d'un parc d'hydroliennes. La LES également : elle permet une représentation d'un écoulement turbulent bien plus fine que celle offerte par l'approche RANS mais exige le recours à des maillages beaucoup plus raffinés ainsi qu'à des pas de temps réduits, ce qui rend cette approche encore très coûteuse pour des écoulements à grand nombre de Reynolds. Dans l'annexe A, on mentionne toutefois que la méthode hybride RANS-LES ou DES (Detached Eddy Simulation) reste une option séduisante pour les futures recherches au sein du Projet HARVEST.

Le calcul RANS est le type de simulation qui sera ici utilisé pour modéliser l'écoulement des hydroliennes. Elles 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 ses moments d'ordre plus ou moins élevés. En revanche, si l'écoulement est instationnaire et à la condition de réaliser une moyenne de phase synchronisée avec la période de l'harmonique principal du phénomène instationnaire, cette moyenne statistique ne supprime pas les instationnarités et le modèle RANS instationnaire ou URANS (Unsteady RANS) est obtenu. Les modélisations instationnaires simulées par la technique URANS commencent à être couramment répandues dans l'industrie car elles sont moins coûteuses.

La section 5.1 achève de définir certaines options générales des calculs, en s'appuyant tout d'abord sur une synthèse commentée de quelques études numériques disponibles dans la littérature relatives aux turbines à flux transverse. La plus importante de ces options tient à la décision de se limiter à des approches bidimensionnelles par rapport aux approches tridimensionnelles dont les avantages et les difficultés sont rappelées. Une attention particulière est également accordée à la modélisation de la turbulence. La section 5.3 s'étend sur les détails de la mise en œuvre du modèle numérique bidimensionnel choisi. Quelques premiers résultats de calculs sont analysés brièvement dans les sections 5.4 et 5.5 pour la turbine nue et carénée respectivement.

5.1 Les carénages du convertisseur HARVEST

5.1.1 Intérêt des carénages hydrodynamiques

D'après les équations 1-1, la puissance contenue dans un courant fluide est directement dépendant de la masse volumique du fluide, de la vitesse de l'écoulement au cube et de la section du rotor (diamètre x hauteur). Néanmoins, la puissance extraite par le rotor se voit diminuée entre autre par les coefficients de performance hydrodynamique, mécanique et électrique du système récupérateur d'énergie. Le coefficient de puissance, défini dans l'équation 1-2 est le plus représentatif de la performance de la turbine. La moyenne du coefficient de puissance sur une révolution de turbine donne la performance de la machine, définie comme le rapport entre la puissance moyenne P recueillie sur l'axe de rotation et la puissance cinétique théorique de l'écoulement à l'infini amont qui traverse la section transversale du rotor :

Selon la théorie de Betz, fondée sur un modèle de tube de courant unidirectionnel, le coefficient de puissance moyen sur un tour d'une hydrolienne à flux axial en écoulement libre ne peut pas dépasser 59%. Selon [Newman, 1983], qui a adapté la théorie de Betz pour le cas des machines à axe vertical, cette limite se trouverait plutôt aux alentours de 64%. Indépendamment de la limite adoptée, il est impossible d'extraire toute l'énergie cinétique de l'écoulement. En revanche, il est envisageable d'améliorer la performance de la machine et de dépasser la limite de récupération d'énergie en écoulement libre par l'ajout de systèmes appelés carénages, qui viseraient à augmenter la vitesse d'écoulement traversant le rotor pour extraire davantage d'énergie.

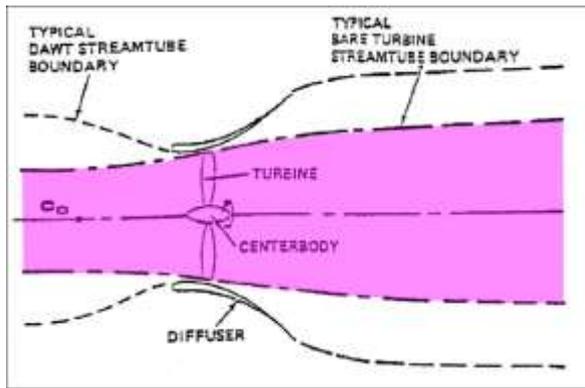


Figure 5-1. Hydrolienne libre

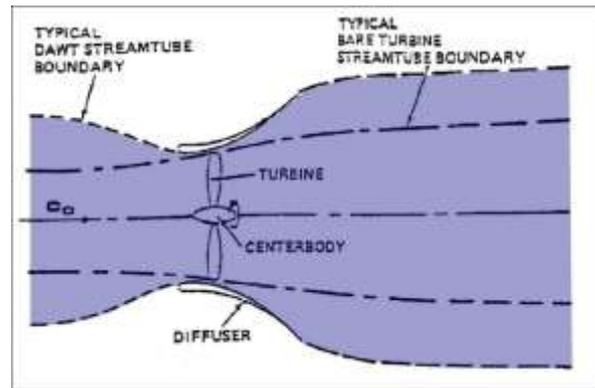


Figure 5-2. Hydrolienne carénée

Les hydroliennes placées dans un écoulement libre réduisent la vitesse du courant avec une réduction de pression petite au niveau du rotor quand il est traversé par le fluide. En conséquence, les lignes de courant doivent s'étendre afin de maintenir la continuité de l'écoulement (figure 5-1). Par contre, elles ne peuvent pas s'étendre indéfiniment, d'où la limite théorique de Betz pour le pourcentage maximal d'énergie cinétique extractible du fluide. Si l'hydrolienne est placée dans un système de carénage, les frontières de l'écoulement restent définies et l'élargissement des lignes de courant est limité par sa géométrie. L'énergie est donc extraite grâce à une chute de pression, qui dépend de la géométrie et du débit qui passe au travers et autour du carénage (figure 5-2). Ce confinement de l'écoulement permet d'avoir un débit plus élevé au travers du rotor et, par conséquent, des vitesses plus élevées autour des pales de la machine. De fait, l'énergie cinétique extraite, proportionnelle au cube de la vitesse, augmente sensiblement.

Ainsi, les hydroliennes carénées deviennent indépendantes de la limite théorique de Betz, et le coefficient de performance, ayant la section transversale de la turbine comme surface de référence, peut atteindre des valeurs supérieures à 1. Cette valeur décroît considérablement si le coefficient de performance de la turbine est calculé à partir de la surface hors-tout (ou surface d'encombrement) définie, pour les turbines à flux transverse, par la hauteur et la distance entre les bords de fuite des carénages.

5.1.2 Paramètres géométriques définissant les carénages hydrodynamiques

Les carénages se décomposent en deux parties : une étrave centrale et des carénages latéraux. La figure 5-3 montre une coupe transversale du prototype sur laquelle les turbines, l'étrave centrale et les carénages latéraux sont représentés. On note la présence d'un plan de symétrie, qui divise la tour en deux colonnes de turbines carénées symétriquement.

5.1.2.1 Etrave centrale

L'étrave centrale est l'élément de la structure de maintien qui sépare les deux colonnes de turbines. Elle sert principalement à diviser l'écoulement afin d'éviter les perturbations réciproques entre les turbines contrarotatives.

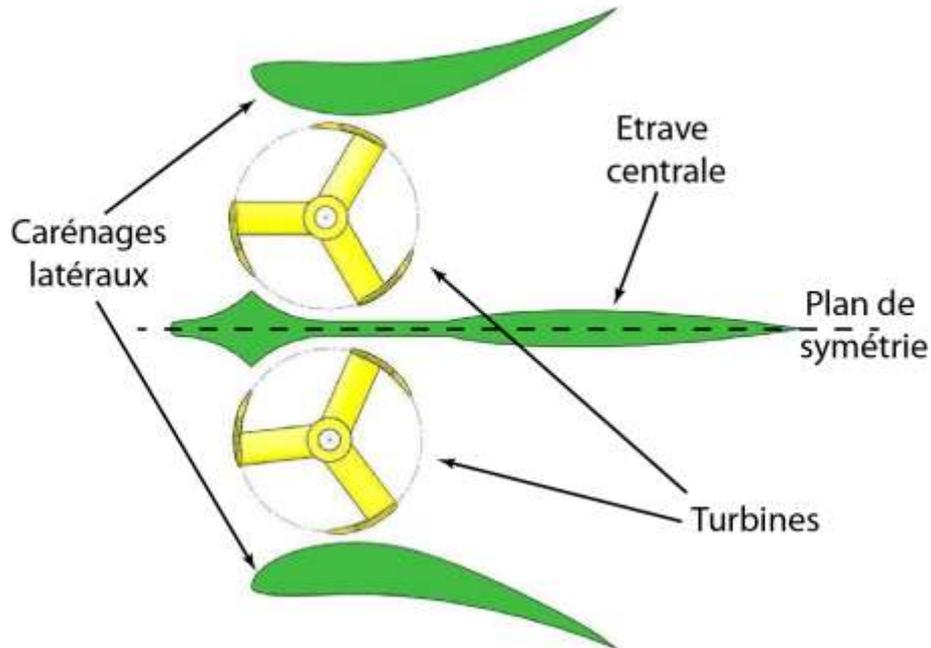


Figure 5-3. Coupe transversale du convertisseur HARVEST : turbines, étrave centrale et carénages latéraux

La figure 5-4 présente les trois parties qui composent l'étrave centrale : (1) le nez, (2) la zone centrale et (3) l'empennage. Le nez est le premier élément de la tour qui interagit avec l'écoulement et sa géométrie contrôle localement la direction des lignes de courant en amont de la turbine. La zone centrale épouse la turbine et protège les pales lors de leur remontée dans le sens inverse du courant, où le couple n'est pas moteur. L'empennage, construit avec un profil à faible traînée, sert à réorienter l'écoulement en aval.

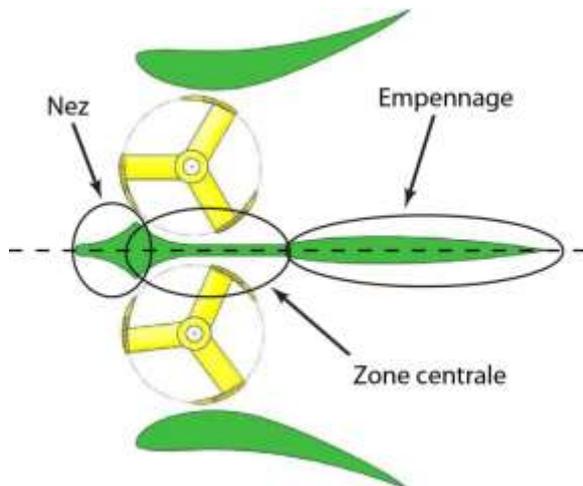


Figure 5-4. Les trois parties de l'étrave centrale

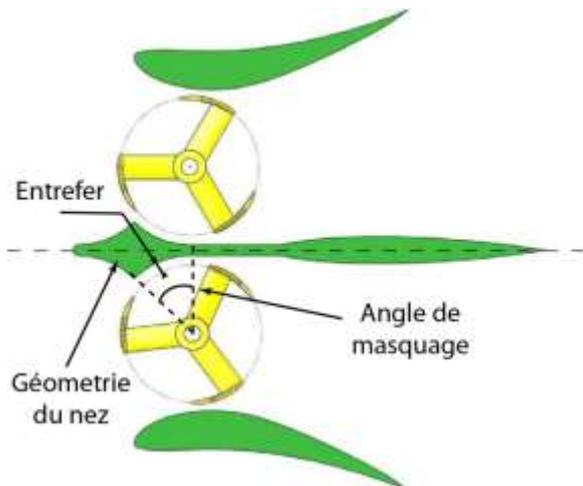


Figure 5-5. Paramètres de l'étrave centrale

Etant donné la complexité de la géométrie de l'étrave centrale, un nombre considérable de paramètres géométriques peuvent être définis. La figure 5-5 montre les trois paramètres principaux :

- 1) La géométrie du nez : détermine l'angle d'attaque local de l'écoulement en amont de la turbine ;

- 2) L'angle de masquage : représente l'angle effectif sur lequel la remontée des pales est protégée par la zone centrale ;
- 3) L'entrefer : définit la distance minimale entre l'étrave et le cercle de rotation des pales de la turbine.

5.1.2.2 Carénages latéraux

Les carénages latéraux installés de part et d'autre de la tour bi-colonnes utilisent des profils hydrodynamiques à grande portance. Comme signalé plus haut, les carénages visent l'amélioration de la performance de la turbine, en contraignant un flux plus important à passer au travers du rotor.

Deux contributions à l'augmentation de la performance de la turbine peuvent être liées aux carénages latéraux :

- 1) La portance : physiquement, un profil hydrodynamique placé dans un écoulement provoque l'accélération locale du fluide et, dans le cas d'une tour d'hydroliennes, une chute de pression au niveau de l'extrados (surface du carénage latéral du côté turbine) et un accroissement de la pression sur l'intrados (surface du carénage latéral du côté opposé) sont observés. Le phénomène d'aspiration est d'autant plus efficace si ces écarts de pression sont maximisés. Globalement, les écarts de pression sont mesurés par la force de portance qu'un profil développe dans un écoulement. Pour cette raison, des profils hydrodynamiques à fort coefficient de portance sont à privilégier pour les carénages latéraux.
- 2) Le confinement : la présence des carénages latéraux augmente la surface d'encombrement occupée par la tour, en ajoutant un effet de confinement supplémentaire, surtout si le domaine est déjà relativement contraint latéralement. Cette condition est représentative de l'installation de tours dans des rivières ou dans des canaux artificiels. Pour garder le débit constant, le rétrécissement de la section amène à une augmentation de la vitesse de l'écoulement à l'extérieur de la tour, mais aussi à l'intérieur de la turbine. Plus d'énergie cinétique est ainsi disponible, et plus de puissance pourra être récupérée par les pales.

Au-delà de son propre profil, la géométrie des carénages latéraux peut être définie à l'aide de plusieurs paramètres, surtout en ce qui concerne son emplacement par rapport aux montants de la structure de maintien. La figure 5-6 présente les 5 paramètres géométriques définissant le carénage latéral :

- 1) Le profil : détermine le comportement hydrodynamique global ;
- 2) La corde : définit la longueur du carénage ;
- 3) L'angle d'incidence : correspond à l'orientation du carénage latéral par rapport à la vitesse incidente de l'écoulement ;
- 4) La position axiale : précise l'emplacement axial du bord d'attaque par rapport au cercle de rotation de la turbine ;
- 5) L'entrefer : définit la distance minimale entre le carénage latéral et le cercle de rotation des pales de la turbine.

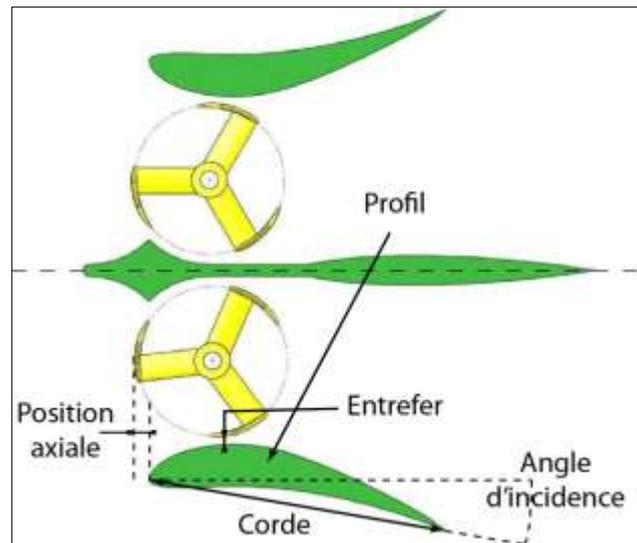


Figure 5-6. Paramètres du carénage latéral

5.2 Choix de modélisation URANS de l'écoulement fluide

5.2.1 Approches bidimensionnelles vs tridimensionnelles

[Harion, et al., 2007] ont montré la faisabilité des calculs 3D en utilisant une approche RANS de type $k-\varepsilon$. La configuration étudiée est une éolienne à flux transverse de grande taille brevetée par Burlot [2004], dont les trois pales ont une forme semi-circulaire. Le calcul a permis d'évaluer les forces aérodynamiques et leurs variations temporelles. Les auteurs n'ont pas fait d'analyses topologiques de l'écoulement ou des comparaisons avec des données expérimentales dans cet article.

Une étude plus détaillée de l'écoulement 3D d'une turbine à flux transverse à l'air a été réalisée par Hamada et col. [2008] et ensuite reprise [Howell, et al., 2010]. La recherche concerne la simulation numérique de la dynamique de l'écoulement et l'estimation de la performance d'une éolienne à 2 et 3 pales droites de section NACA0022. Les forces aérodynamiques agissant sur les pales ont été mesurées en soufflerie par une balance d'efforts et ont été confrontées aux résultats issus d'un calcul numérique turbulent $k-\varepsilon$ RNG. La comparaison entre les simulations numériques 3D et les résultats expérimentaux est satisfaisante, surtout pour des nombres de Reynolds élevés, ce qui laisse supposer que la physique de l'écoulement est correctement représentée par les modèles numériques.

Si les calculs 3D sont beaucoup plus riches en informations et facilitent la compréhension de la dynamique de l'écoulement, ils nécessitent encore des temps de simulation très élevés (de plusieurs jours à plusieurs semaines), peu compatibles avec des exigences de développement industriel. La parallélisation des codes contribue de façon significative à la réduction de ces coûts mais suppose bien sûr des investissements conséquents. On rappelle ici que dans le chapitre 3 différents dispositifs ont été décrits pour que les turbines Achard voient leur rendement augmenté en jouant

sur le dessin (i) de la pale sur toute sa longueur, (ii) du bout de pale, (iii) du raccordement bras-pale. Des propositions suivent ensuite sur (iv) la mise en place d'un confinement axial avec son impact sur le bout de pale ainsi que sur l'auto-démarrage et de l'uniformisation du couple moteur. Le choix d'une simulation bidimensionnelle dont les résultats vont être exposés dans ce chapitre autorise l'optimisation du seul point (i). On peut alors estimer ce choix extrêmement restrictif. Il n'en est rien : beaucoup d'informations peuvent être déjà obtenues d'une telle simulation qui capte un fonctionnement idéal de la turbine. Les autres points visent en fait à rendre bidirectionnel l'écoulement ; autrement dit, ils visent à atténuer tous les effets tri directionnels qui se manifestent dans la réalité et qui sont sources de dissipation. Il en est ainsi du tourbillon de bout d'aile. Par conséquent, il faut s'attendre à une surestimation importante des performances obtenues à l'aide de simulations numériques 2D par rapport aux résultats expérimentaux et aux simulations numériques 3D.

En ce qui concerne les turbines Achard du prototype ETHIC, les seuls paramètres qui interviendront dans la simulation sont (figure 5-7) :

- Nombre de pales : 3;
- Rayon de la turbine : 250 mm;
- Solidité de la turbine = 1,1;
- Diamètre de l'arbre de rotation : 60 mm ;
- Pales construites à partir de profils NACA0018 projetés radialement sur le cercle de rotation ;

Alors que les paramètres suivant ne pourront être traités :

- Bras constitués de profils NACA0018 de corde constante dont la longueur est égale à celle de la pale au niveau du plan de symétrie.
- Hauteur de la turbine : 500 mm;

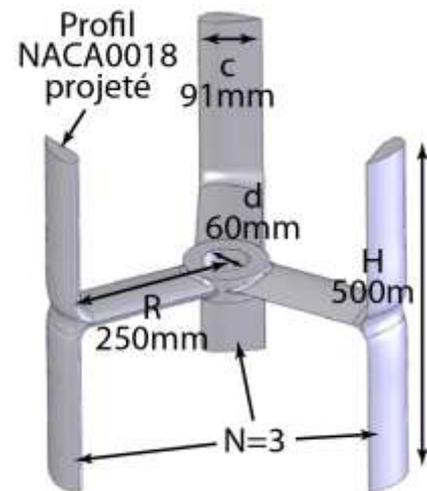


Figure 5-7. Paramètres géométriques définissant les turbines Achard du prototype HARVEST.

Toutes les conclusions concernant les paramètres testables dans une approche bidimensionnelle le seront à la lumière des limites qui viennent d'être exposées. Cette remarque vaut également, quoiqu'à un degré moindre, pour les carénages et pour les interactions turbine-carénage. Les valeurs numériques seront certainement à modifier dans une approche 3D mais les conclusions qualitatives relatives aux géométries optimales émergeant de ces calculs seront à conserver. Du point de vue des chargements, les valeurs des efforts trouvés en 2D sont légèrement supérieures aux chargements réels.

5.2.2 *Survole des études numériques de type URANS bidimensionnelles des turbines à flux transverse*

Un des premiers calculs RANS appliqué aux turbines à flux transverse fut celui de [Allet, et al., 1999], qui modélise en 2D une turbine Darrieus mono-pale dotée d'un profil NACA0015. L'étude

compare la méthode des éléments finis avec deux modèles algébriques de turbulence, l'un de Cebeci-Smith [Cebeci, et al., 1974] et l'autre de Johnson-King [Johnson, et al., 1985], aux données expérimentales. L'évolution des forces instantanées, normales et tangentielles, s'est révélée en phase avec les résultats expérimentaux, mais les valeurs maximales simulées sont respectivement surestimées pour les forces normales et sous-estimées pour les forces tangentielles. De plus, le lâcher tourbillonnaire expérimental n'a pas pu être correctement simulé.

Durant sa thèse qui s'est déroulée au LEGI, [Ploesteanu, 2004] a réalisé une série de simulations RANS 2D de la turbine étudiée par [Laneville, et al., 1986] à l'aide des modèles de turbulence $k-\varepsilon$ [Launder, et al., 1974] et Spalart-Allmaras [Spalart, et al., 1992]. Les résultats ont montré que les grosses structures tourbillonnaires de l'écoulement sont assez bien reproduites. Cependant, ces structures sont trop rapidement dissipées par le calcul, probablement à cause du maillage grossier utilisé, ce qui limite le réalisme de la physique d'interaction entre les pales et le sillage, en particulier dans les zones situées après le décrochage. Les forces instantanées présentent des écarts significatifs avec les valeurs expérimentales, ce qui est moins vrai pour les cycles d'hystérésis. Une conclusion définitive sur la précision du calcul n'a pas pu être tirée faute de simulations pleinement convergées en espace et temps.

Afin de limiter la dissipation numérique inhérente à l'approche précédente, un logiciel de type RANS 2D compressible, développé par l'Ecole Centrale de Lyon, a été exploré par [Amet, et al., 2007]. Ce code a été choisi non pas pour sa formulation compressible (l'écoulement est bien évidemment incompressible aux vitesses développées par les hydroliennes à flux transverse), mais pour ses schémas numériques de discrétisation d'ordre élevé, peu dissipatifs et plus adaptés pour décrire les instationnarités. Les calculs ont été réalisés en utilisant un maillage structuré par blocs, avec un modèle de turbulence $k-\omega$, version modifiée par [Kok, 1999]. Les derniers résultats sont disponibles dans [Amet, et al., 2009] et montrent que l'on retrouve les structures tourbillonnaires mises en évidence par l'expérience de [Laneville, et al., 1986]. Leur capture est suffisamment précise pour retrouver des allures globales des cycles d'hystérésis de portance et de traînée conformes à celles mesurées expérimentalement. Même si les résultats sont prometteurs et la puissance de calcul en constante progression, le temps de simulation reste encore très long, avec environ 50 jours de calcul sur un serveur à 8 processeurs pour effectuer un tour.

Il est intéressant de signaler par ailleurs les travaux réalisés depuis le début des années 2000 pour réduire le coût de simulation d'un écoulement autour d'une voilure tournante (hélicoptère, turbine, etc.) en exploitant la périodicité de cet écoulement. En s'appuyant sur le développement de la solution périodique de l'écoulement en série de Fourier, [Hall, et al., 2002] ont ainsi introduit une méthode efficace pour le calcul d'écoulements périodiques dans des turbomachines. En suivant une démarche analogue, [Gopinath, et al., 2005] ont proposé la méthode dite « Time Spectral Method » (TSM) pour des applications en aérodynamique externe. La méthode TSM transforme le système original d'équations instationnaires décrivant l'écoulement à chaque instant en un ensemble étendu de $2N+1$ équations stationnaires couplées, correspondant à la solution pour $2N+1$ instants dans la

période, choisis de façon à assurer une précision spectrale pour la dérivée en temps physique. La méthode TSM peut apporter de substantielles réductions de temps de calcul par rapport à une méthode conventionnelle d'avancement en temps de type pas de temps dual. Elle n'a cependant pas encore atteint un degré de maturité équivalent. L'approche TSM a été appliquée par [Vassberg, et al., 2005] à la simulation d'une turbine à flux transverse dans un contexte éolien (écoulement compressible périodique à Mach incident $M_\infty = 0,3$) en s'appuyant sur les codes « recherche » développés par le groupe de [Gopinath, et al., 2005] à Stanford. Dans le contexte des hydroliennes, les écoulements périodiques à simuler sont incompressibles ; la thèse de [Antheaume, 2010] qui s'est déroulée au LEGI dans le contexte du Projet HARVEST propose les premières applications de la TSM à des écoulements incompressibles. L'approche TSM ne permet pas cependant de capturer les phénomènes transitoires initiaux qui se produisent lors du démarrage de la turbine. Cet inconvénient reste mineur dans la mesure où le dimensionnement s'appuie largement sur le régime établi (périodique).

5.2.3 Modèles de turbulence

Le recours à une approche RANS ou URANS suppose des lois de fermeture ou modèles de turbulence pour exprimer des produits de fluctuations turbulentes en fonction des seules grandeurs moyennes. Ces termes nécessitent la mise en place d'un modèle de fermeture pour pouvoir résoudre les équations. Ils sont si nombreux et leur efficacité varie souvent en fonction du type d'écoulement étudié.

Après les conclusions issues des études du programme de recherche HARVEST, c'est le modèle $k-\omega$ SST qui a été retenu. Le modèle $k-\omega$ SST est devenu un standard dans les applications industrielles. 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, son développeur, a imaginé un modèle permettant de basculer progressivement du $k-\omega$ en paroi au $k-\varepsilon$ à l'extérieur. Il espère ainsi conserver le bon comportement du modèle $k-\omega$ dans la région interne des couches limites et 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 plus 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.

5.2.4 Modèles URANS et volumes finis : principales étapes de calcul

La discrétisation spatiale est réalisée par la méthode des volumes finis. Le domaine est décomposé en un ensemble de volumes élémentaires, dits volumes de contrôle, sur lesquels les lois de conservation s'appliquent. Dans sa forme la plus générale, une loi de conservation exprime le fait que le taux de changement d'une quantité dans un volume de contrôle doit être égal au bilan net de

cette quantité transportée à travers les frontières de ce volume plus le montant créé / détruit à l'intérieur de ce volume. Les flux à travers les surfaces du volume de contrôle sont calculés pour transmettre l'information d'une cellule à l'autre, ce qui fait que cette méthode est intrinsèquement conservative.

La géométrie des volumes de contrôle est arbitraire. L'ensemble de ces volumes constitue le maillage, qui définit la discrétisation spatiale du domaine de calcul. Des maillages hybrides ont été utilisés : structurés proche des parois pour capturer la couche limite et non-structurés hors de ces régions. Pour simuler le mouvement des pales, le domaine de calcul est divisé en deux zones : une zone externe, fixe, appelée stator, et une zone mobile, tournante, appelée rotor. Cette technique est connue sous le nom de maillage glissant (« sliding mesh »). A chaque pas de temps, le logiciel opère une rotation en bloc du rotor. La communication entre les deux domaines au niveau de l'interface glissante est assurée par des interpolations. Pour éviter la perte d'informations, l'interface doit être placée assez loin des zones à fort gradient. Si l'interface se situe néanmoins dans une zone à fort gradient, des mailles suffisamment petites doivent être utilisées pour bien représenter ces écarts.

Une fois la discrétisation spatiale effectuée, les équations de Navier-Stokes moyennées deviennent un système d'équations différentielles ordinaires du premier ordre. Au contraire d'un calcul stationnaire, une simulation instationnaire doit avoir une cohérence temporelle dans tout le domaine de calcul et utiliser par conséquent le même pas de temps physique dans toutes les cellules. La méthode implicite du pas de temps dual (« dual-time stepping ») est alors utilisée pour réaliser l'intégration en temps. Cette approche comporte deux dérivées temporelles : une sur le temps physique et une sur un pseudo-temps. La résolution d'un « faux transitoire » par rapport à cette variable de temps fictive permet l'utilisation de pas de temps physiques beaucoup plus grands que ceux autorisés par les méthodes classiques à simple pas de temps tout en préservant typiquement une précision d'ordre 2 en temps physique.

5.2.5 Choix des outils informatiques

La modélisation fluide est mise en œuvre à l'aide du code **Fluent**. Fluent est un logiciel CFD (Computational Fluid Dynamics) dédié à la simulation des écoulements de fluides newtoniens en régime laminaire ou turbulent. Ce logiciel a notamment été retenu car il offre des fonctionnalités de maillage glissant (« Sliding Mesh ») qui nous permettent de calculer efficacement les écoulements autour des turbines à flux transverse.

5.3 Mise en œuvre du modèle numérique bidimensionnel

Cette section présente la mise en œuvre du modèle numérique choisi, bidimensionnel et instationnaire, autour d'une turbine carénée à trois pales. Les étapes de réalisation d'une simulation numérique, notamment la construction du maillage, le choix des paramètres pour la mise en œuvre des calculs numériques et l'étude des convergences temporelle et spatiale des résultats, sont

discutées. Une attention particulière est accordée pour évaluer la capacité des solveurs à prédire le décrochage dynamique et les efforts agissant sur les pales.

5.3.1 Domaine de calcul et maillage

Le domaine de calcul correspond à la coupe horizontale du canal de Pont-de-Claix (cf. chapitre 0). La largeur du domaine est donc liée à la largeur du canal (8 mètres) et la longueur, définie de sorte à capter la physique de l'écoulement en amont et en aval du prototype, a été fixée à 20 mètres.

En effet, pour réduire le nombre d'éléments et, par conséquent, le temps de calcul, on coupe le domaine de calcul au niveau du plan de symétrie passant par l'étrave centrale (figure 5-8). Seule la moitié de la tour bi-colonnes sera donc représentée par la suite (moitié de l'étrave centrale, une turbine et un carénage latéral).

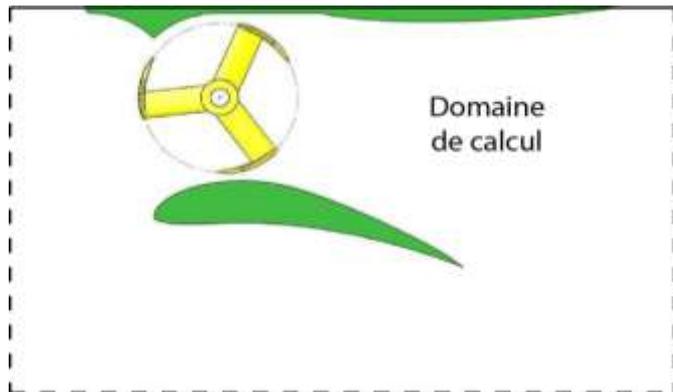


Figure 5-8. Domaine de calcul

Le maillage du domaine de calcul est composé de deux régions : (1) une région mobile circulaire contenant l'arbre et les pales de la turbine et (2) une région fixe, dont les dimensions sont représentatives de la largeur et de la longueur du canal. La liaison des deux régions est assurée par la méthode du maillage glissant, qui transfère par interpolation les valeurs des variables de calcul au niveau de l'interface.

L'algorithme employé pour mailler le domaine de calcul est fondé sur des éléments quadrangulaires non-conformes (figure 5-9). Cette technique comporte des avantages qui sont liés à la versatilité lors de la génération du maillage d'un domaine de géométrie complexe. De plus, à raffinement équivalent, le nombre d'éléments est réduit par rapport à un maillage constitué d'éléments triangulaires. Le fait de créer des éléments non distordus en divisant successivement les quadrangles en quatre éléments plus petits facilite la construction du maillage et limite les erreurs

lors du calcul numérique.

Elle engendre cependant des nœuds déconnectés. C'est au solveur de gérer les faces non-conformes en les découpant en sous-faces conformes et en reliant les nœuds déconnectés aux nouvelles sous-surfaces.

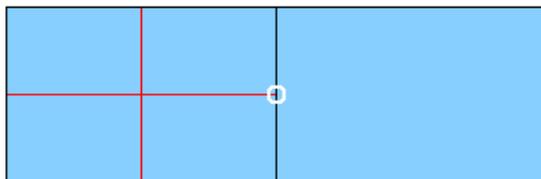


Figure 5-9. Éléments non-conformes avec des nœuds déconnectés

5.3.1.1 Maillage de la région fixe (stator)

La figure 5-10 montre le domaine de calcul fixe, appelé stator, représentant la moitié du prototype et de la portion du canal simulé.

Le maillage de l'ensemble du domaine (figure 5-11) est construit en partant d'un bloc de base structuré assez grossier (50 x 250 éléments). A l'aide de « boîtes » de tailles décroissantes, un maillage progressivement raffiné est créé au fur et à mesure que les éléments s'approchent de la tour (figure 5-12).

Les figures 5-13 et 5-14 montrent le raffinement des éléments proches de l'interface et des parois. On observe un raffinement près de l'interface stator / rotor, qui assure la continuité des champs pendant le calcul. Au voisinage des parois des carénages, où les gradients des différentes grandeurs physiques sont souvent plus importants, on utilise un maillage beaucoup plus fin, capable de capter les phénomènes physiques associés à la couche limite.

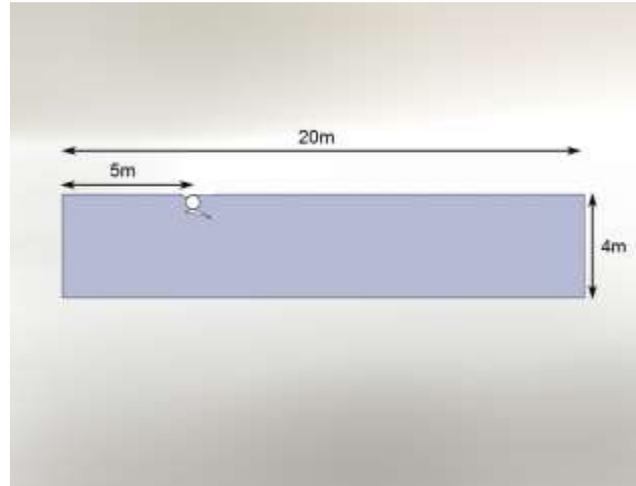


Figure 5-10. Domaine de calcul fixe (stator)

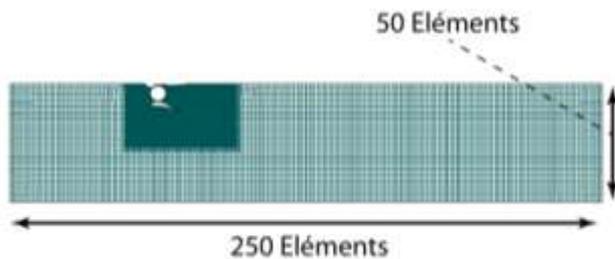


Figure 5-11. Maillage de l'ensemble du domaine

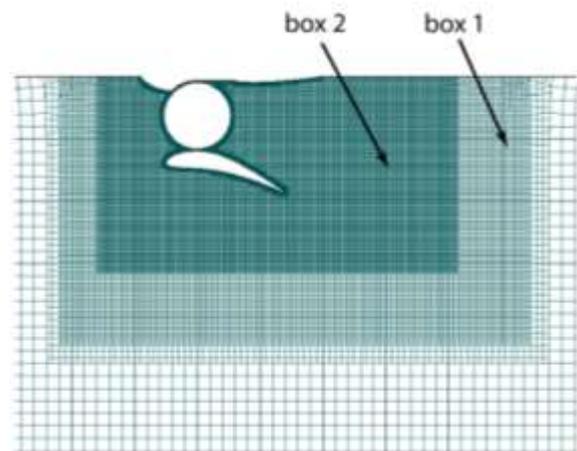


Figure 5-12. Raffinement

On obtient ainsi un maillage final optimisé ayant un minimum d'éléments tout en gardant un raffinement progressif dans les zones à forts gradients. Le nombre total d'éléments atteint environ 150 000 éléments.

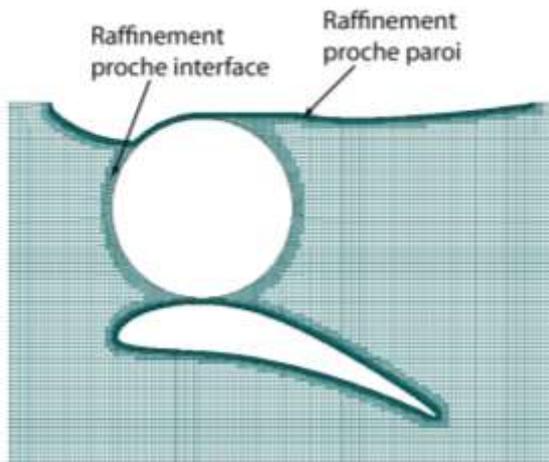


Figure 5-13. Raffinement proche-paroi et proche-interface

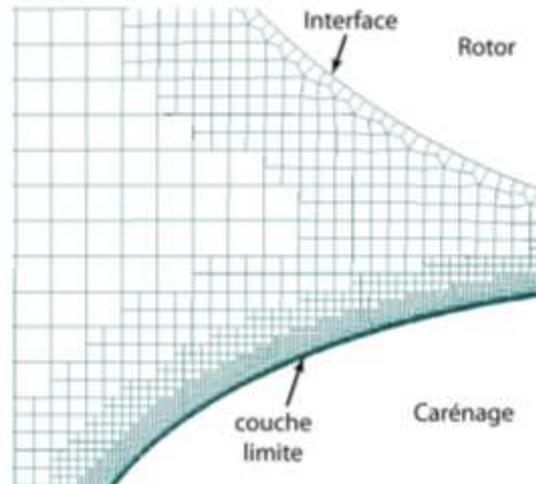


Figure 5-14. Maillage de la couche limite turbulente

5.3.1.2 Maillage de la région mobile (rotor)

La figure 5-15 présente le domaine de calcul mobile, appelé rotor, correspondant à la turbine du prototype HARVEST. Afin de simplifier les étapes de maillage, dans un premier temps, le domaine ne contient qu'une seule pale et l'arbre de rotation de la turbine. Le maillage global du rotor doit tout d'abord être adapté à l'interface stator / rotor. On crée ainsi un maillage circulaire global avec 360 éléments sur la circonférence (un élément par degré) et 60 sur le rayon (figure 5-16).

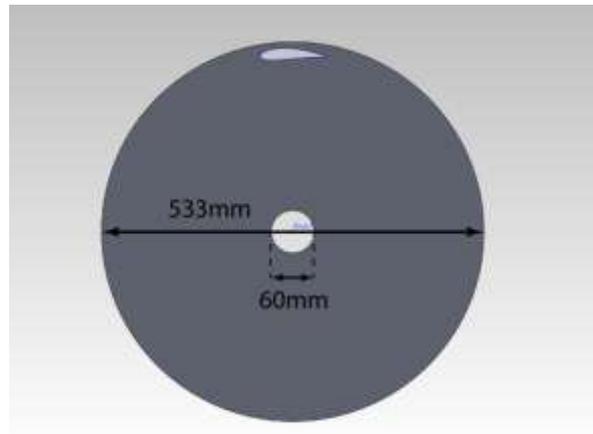


Figure 5-15. Domaine de calcul mobile (rotor)

Le raffinement se fait en divisant par quatre à deux reprises des éléments autour de la pale (figure 5-17). Puis, à l'approche de la surface de la pale, un raffinement supplémentaire assure la jonction avec les éléments de la couche limite (figure 5-18), en subdivisant à nouveau deux fois les éléments. La couche limite est ainsi créée avec des épaisseurs de cellules croissantes en s'éloignant de la paroi (figure 5-19), en fonction de la taille de la première maille estimée à l'aide des équations de la section 5.3.1.4. 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 u^* au voisinage de la paroi et la viscosité cinématique ν 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 $y^+ \approx 1$, 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.

Une fois le maillage construit pour le domaine avec une pale, les autres sont rajoutées par rotation d'une portion du domaine. Pour la turbine à trois pales, une portion de 120° centrée sur la première pale est copiée à 120° d'intervalle. Ainsi le maillage est identique pour chaque pale, ce qui réduit les incertitudes liées à la structure du maillage. Nous gardons par ailleurs la possibilité de changer le nombre de pales en utilisant la même méthode. Au final, on obtient un maillage d'environ 100 000 éléments pour le domaine du rotor.

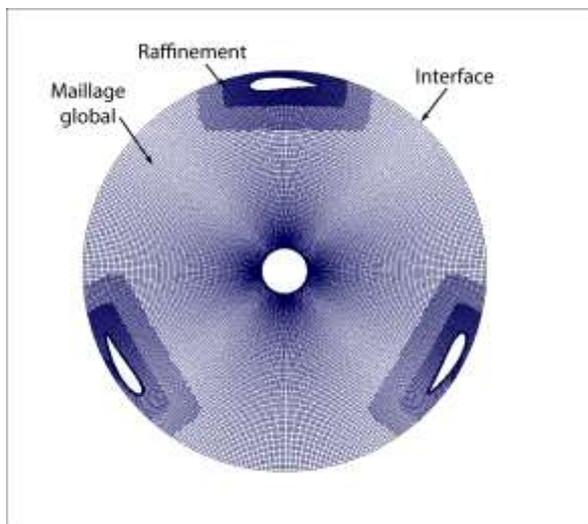


Figure 5-16. Maillage de l'ensemble du domaine

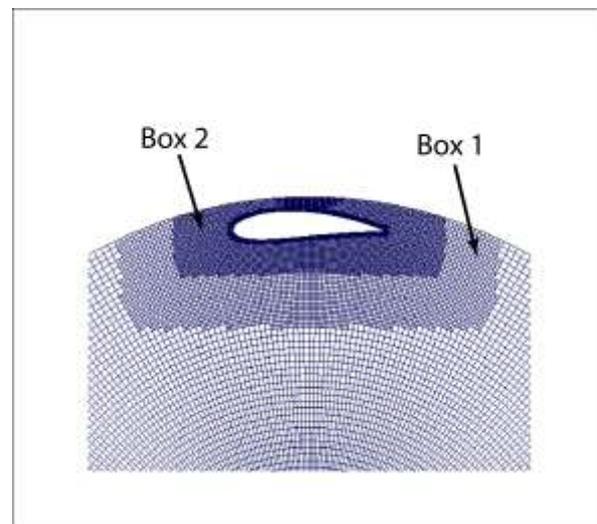


Figure 5-17. Raffinement

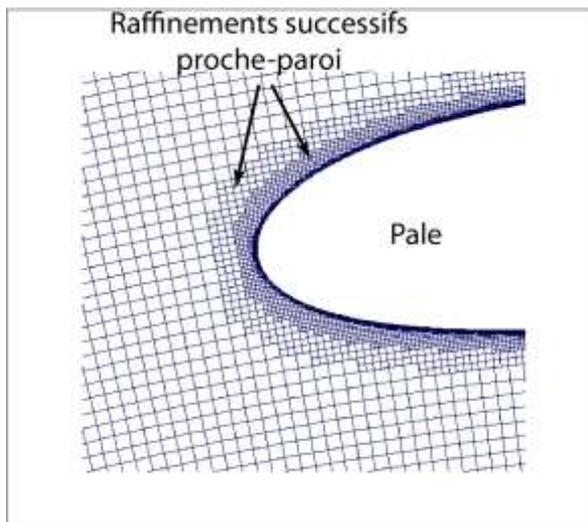


Figure 5-18. Raffinement proche-paroi et proche-interface

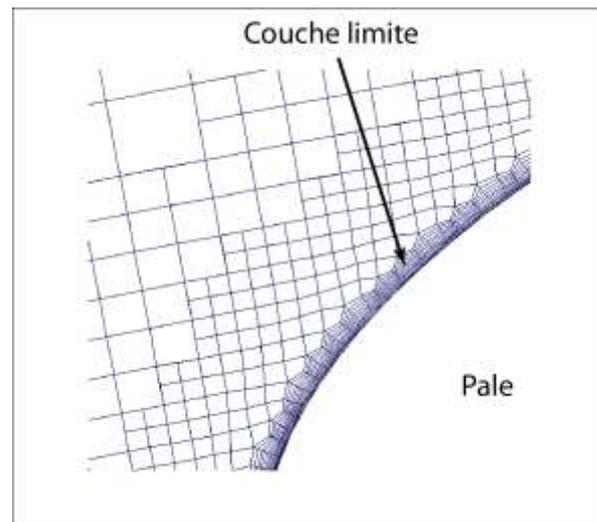


Figure 5-19. Maillage de la couche limite turbulente

5.3.1.3 Interface stator / rotor

Le maillage au niveau de l'interface stator / rotor doit être calibré pour éviter d'éventuelles erreurs numériques. Étant donné que le pas de temps minimum pour le calcul correspond à un degré, on prend des tailles de maille à l'interface qui corresponde à un pas de temps, donc à un degré (figure 5-20).

Cela correspond à un pas de maillage de 4 mm environ à l'interface stator / rotor. Ainsi la jonction entre le maillage tournant (rotor) et le maillage fixe (stator) est relativement bien structuré. Les nœuds de chaque côté de l'interface coïncident et le transfert des champs hydrodynamiques au niveau de l'interface est plus précis.

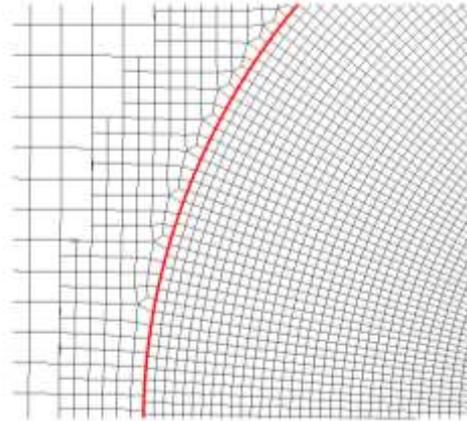


Figure 5-20. Interface stator / rotor

5.3.1.4 Détermination des paramètres de la couche limite turbulente

Afin de modéliser au mieux l'écoulement proche paroi, on calcule la taille maximale du premier élément en rapport avec la taille de la couche limite turbulente. D'après [Anderson Jr, 2001], en régime laminaire le coefficient local c_{fi} s'écrit :

$$c_{fl} = \frac{0.0664}{\sqrt{Re_x}} \quad (5-1)$$

Le coefficient C_{fi} (moyenné sur la longueur c) est donné par :

$$C_{fl} = \frac{1}{c} \int_0^c c_f dx \quad (5-2)$$

En régime turbulent, le coefficient C_{ft} s'exprime tel que :

$$C_{ft} = \frac{1.328}{Re_x^{1/5}} \quad (5-3)$$

Par analogie avec le régime laminaire on obtient c_{ft} :

$$c_{ft} = \frac{0.0592}{Re_x^{1/5}} \quad (5-4)$$

Relation liant τ_w et c_{ft} :

$$c_{ft} = \frac{\tau_w}{0.5\rho V_0^2} \quad (5-5)$$

Expression de y auquel correspondra notre taille de premier élément proche paroi :

$$y = \frac{y^+ \nu}{u^*} \quad (5-6)$$

Expression de u^* :

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (5-7)$$

La couche limite turbulente des pales de la turbine, qui est plus contraignante que celle des carénages, sera privilégiée. Les couches limites seront maillées avec une première taille d'élément d'épaisseur 0,01 mm puis en augmentant successivement l'épaisseur des couches avec un ratio 1,2, jusqu'à un total de vingt couches. Le maillage est étudié pour qu'il y ait le même ordre de grandeur de taille de maille au niveau de la jonction entre la couche limite et le reste du maillage. Le tableau de la figure 5-21 récapitule les paramètres du calcul de la couche limite turbulente.

Paramètre	Valeur
V_0	2.1 m/s
c (corde)	0.09167 m
ρ	998.2 kg/m ³
ν	10 ⁻⁶
Re_c	1.83 x 10 ⁵
u^*	0.102 m/s
y^+	1
γ	9.76 x 10 ⁻⁶ m
δ	3 x 10 ⁻³ m

Figure 5-21. Récapitulatif des paramètres de calcul de la couche limite turbulente

5.3.2 Conditions aux limites

La figure 5-22 présente les cinq conditions aux limites ayant été fixées :

- Vitesse d'entrée constante en amont, fixée à 2.1 m/s, à quelques diamètres de la turbine afin que l'écoulement puisse s'établir en amont ;
- Pression atmosphérique à la sortie du domaine, à environ 10 diamètres de la turbine en aval de celle-ci, afin de laisser l'écoulement aval s'établir correctement ;
- Symétrie au niveau du plan de symétrie du système pour ne modéliser qu'une moitié de l'ensemble bi-colonnes ;
- Symétrie à la paroi latérale opposée, afin de simuler un mur ou une série de tours côte à côte ;
- Interface au niveau de la jonction stator / rotor, permettant ainsi la rotation des pales de la turbine au sein du système.

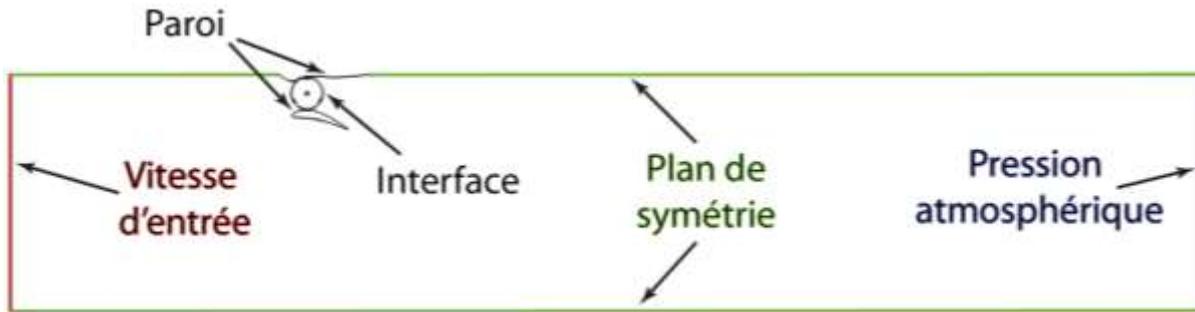


Figure 5-22. Conditions aux limites

En entrée du domaine, parmi plusieurs choix de variables possibles, les grandeurs turbulentes ont été définies en utilisant l'intensité turbulente et la longueur caractéristique de turbulence. Faute de mesures expérimentales et par analogie aux problèmes de conduite lisse, ces deux paramètres ont été établis à partir des équations 5-8, qui estiment l'intensité turbulente I et la longueur caractéristique de turbulence l d'une conduite lisse de longueur caractéristique L et nombre de Reynolds Re .

$$I = 0,16 Re^{-0,125} \qquad l = 0,07 L \qquad (5-8)$$

5.3.3 Convergence temporelle

Le but était de trouver la méthode de calcul assurant une bonne convergence des résultats, la plus rentable en temps. Plusieurs tests ont été effectués, en jouant sur le nombre de tours et les pas de temps (directement lié à la rotation angulaire correspondant à chaque itération).

5.3.3.1 Nombre d'itérations stationnaires

Étant donné la rapidité de calcul d'une centaine d'itérations en régime stationnaire (à peine quelques minutes), une première initialisation de l'écoulement est effectuée avec la turbine au repos; le champ de vitesse dans le domaine se trouve ainsi homogénéisé.

5.3.3.2 Nombre de sous-itérations dans un pas de temps

Il faut ensuite valider le nombre de sous-itérations pour chaque pas de temps afin d'assurer sa convergence. D'après des études numériques précédentes, pas plus de 50 sous-itérations à l'intérieur d'un pas de temps sont nécessaires pour assurer une valeur simulée de couple moteur correcte à 2% près. Une marge de 25 sous-itérations additionnelles va être adoptée pour garantir la convergence de toutes les quantités locales au sein de l'écoulement. Ainsi, on a estimé qu'un nombre de 75 sous-itérations par pas de temps est largement suffisant pour garantir la qualité des simulations numériques envisagées.

5.3.3.3 Nombre de tours et pas de temps de calcul

Le nombre de tours de calcul nécessaires pour atteindre le régime établi lors d'une simulation numérique instationnaire n'est pas connu à l'avance. Un critère de convergence basé sur un résultat de calcul doit être adopté pour arrêter la simulation. Un critère de convergence surveillant le couple moteur moyen paraît donc le plus adapté pour interrompre le calcul. Le régime transitoire du fonctionnement d'une turbine carénée s'étend sur plusieurs tours. Comme l'état périodique de l'écoulement est ici d'un intérêt prioritaire, l'effort nécessaire pour dépasser l'état transitoire initial doit être minimisé. Dans la section suivante, on présentera les différentes étapes pour arriver à la méthode de convergence dite « progressive avec critère d'arrêt ». Cette procédure repose sur des pas de temps variables.

5.3.3.4 Méthode de convergence du couple moteur

Trois possibilités ont été testées :

- Faire un nombre de tours suffisants avec un pas de temps correspondant à un degré pour atteindre la convergence du couple. C'est la convergence « simple » ;
- Faire un nombre de tours donné pour des pas de temps décroissants (de 25° à 1°) jusqu'à l'obtention de la convergence du couple. C'est la convergence « progressive » ;
- Utiliser cette même méthode en implémentant un critère d'arrêt sur la variation du couple moyen par rapport au tour précédent. C'est la convergence « progressive avec critère d'arrêt »

5.3.3.4.1 Convergence simple

Dans un premier temps, un calcul équivalent à 18 tours de turbine a été effectué, avec un pas de temps de 1° (figure 5-23). Les prochaines sections montreront qu'un régime permanent au sein de la turbine ne peut s'établir correctement tant que l'écoulement aval n'est pas décrit, du moins macroscopiquement. Cette étape demande un nombre de tours important, indépendant du pas de temps, et est directement liée à l'état transitoire initial du fonctionnement de la turbine.

Avec un pas de temps de 1°, le temps de calcul pour un avancement de temps physique est très long. Si on considère que l'établissement macroscopique de l'écoulement requiert plus de 18 tours de turbine, nous arrivons à des temps de calcul supérieurs à 72 heures avec 6 processeurs, soit plus de trois jours pour un calcul correspondant à un point de fonctionnement d'une géométrie.

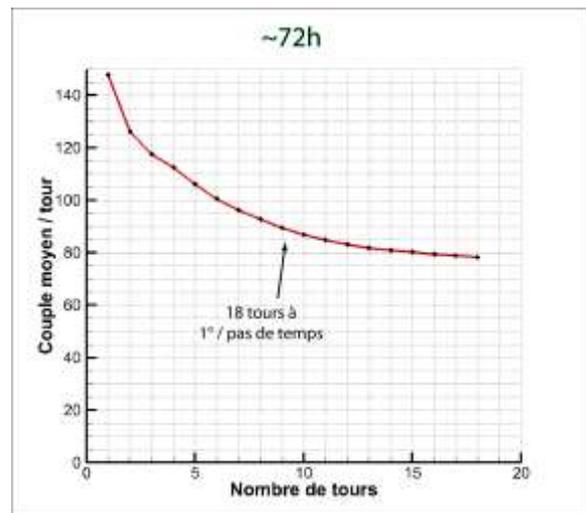


Figure 5-23. Convergence du couple pour un pas de temps fixe à 1°

5.3.3.4.2 *Convergence progressive*

Dans la section précédente, on a remarqué qu'il faut environ 4 heures de calcul pour réaliser un tour de turbine avec un pas de temps de 1° en utilisant 6 processeurs. En plus, pas moins de 20 tours de calcul sont requis pour l'établissement macroscopique de l'écoulement. Le tableau de la figure 5-24 résume le temps de calcul nécessaire pour réaliser un tour à différents pas de temps en utilisant 6 processeurs.

Pas de temps	Temps de calcul
1°	4 heures
2°	2 heures
5°	48 minutes
10°	24 minutes
25°	10 minutes

Figure 5-24. Temps de calcul d'un tour à différents pas de temps (6 processeurs)

L'étude des champs de vitesse permet de valider la légitimité d'une méthode de convergence plus judicieuse. En effet, on peut observer que la mise en place du sillage est temporellement l'aspect le plus long, puisqu'il faut que le fluide ait parcouru tout le domaine. Les tours effectués avec un grand pas de temps, qui sont donc très rapides à calculer, permettent logiquement de faire parcourir au fluide tout le domaine, et donc de mettre en place le sillage rapidement (figures 5-25 à 5-28).

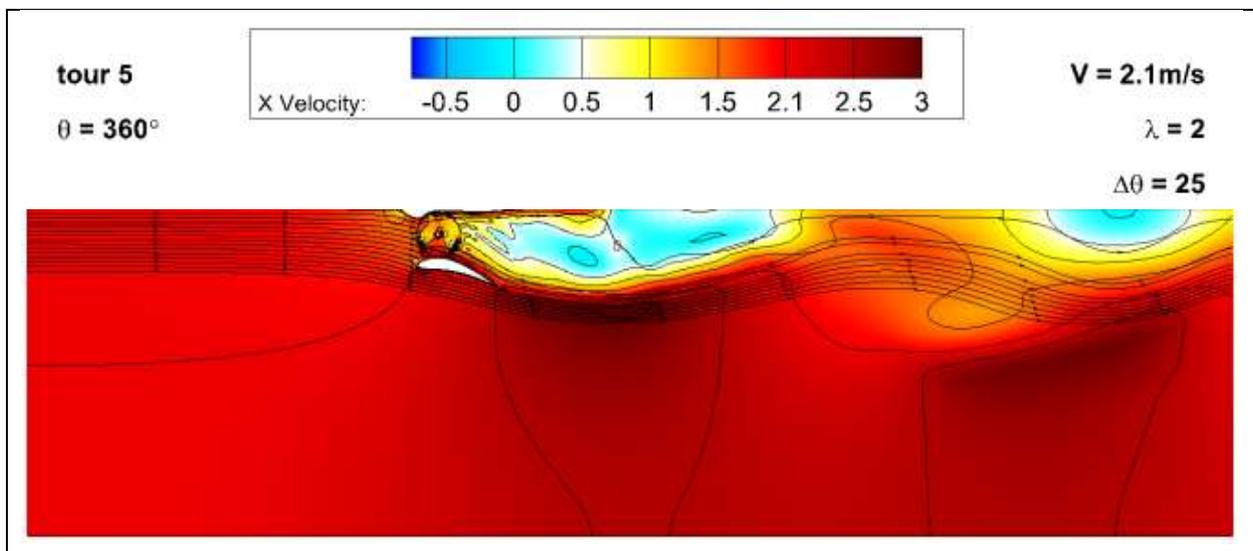


Figure 5-25. Champs de vitesse après 5 tours à 25°

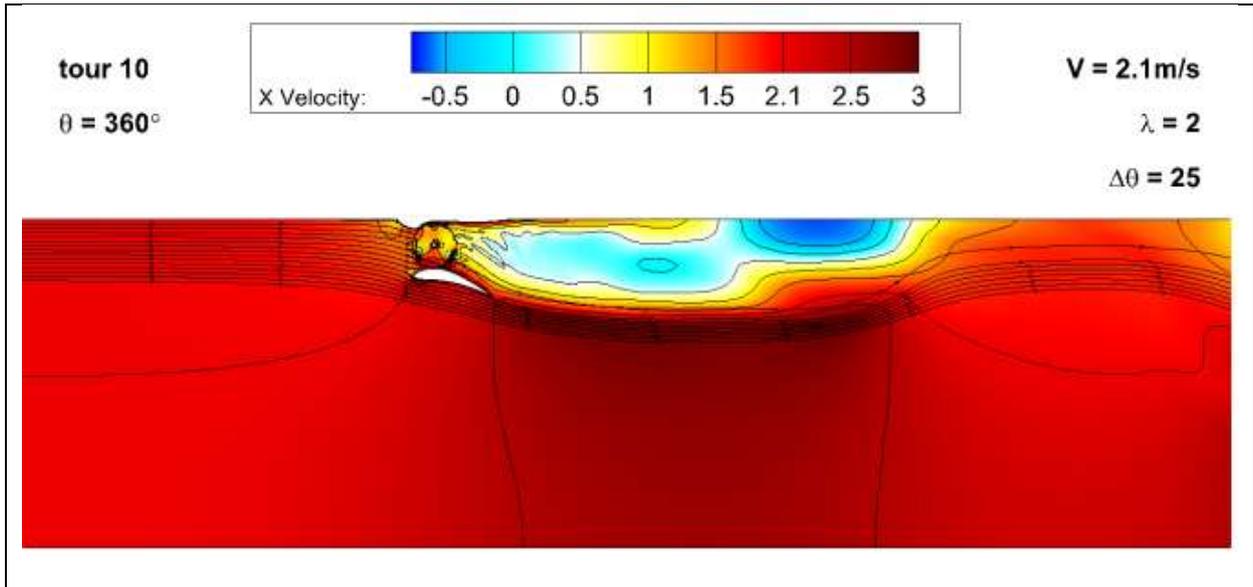


Figure 5-26. Champs de vitesse après 10 tours à 25°

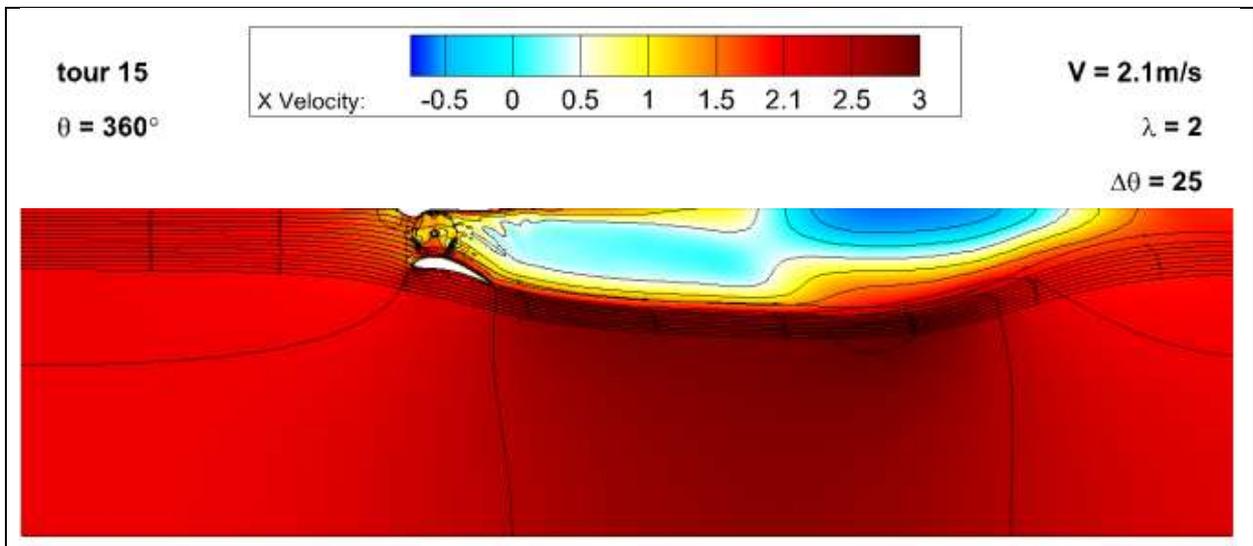


Figure 5-27. Champs de vitesse après 15 tours à 25°

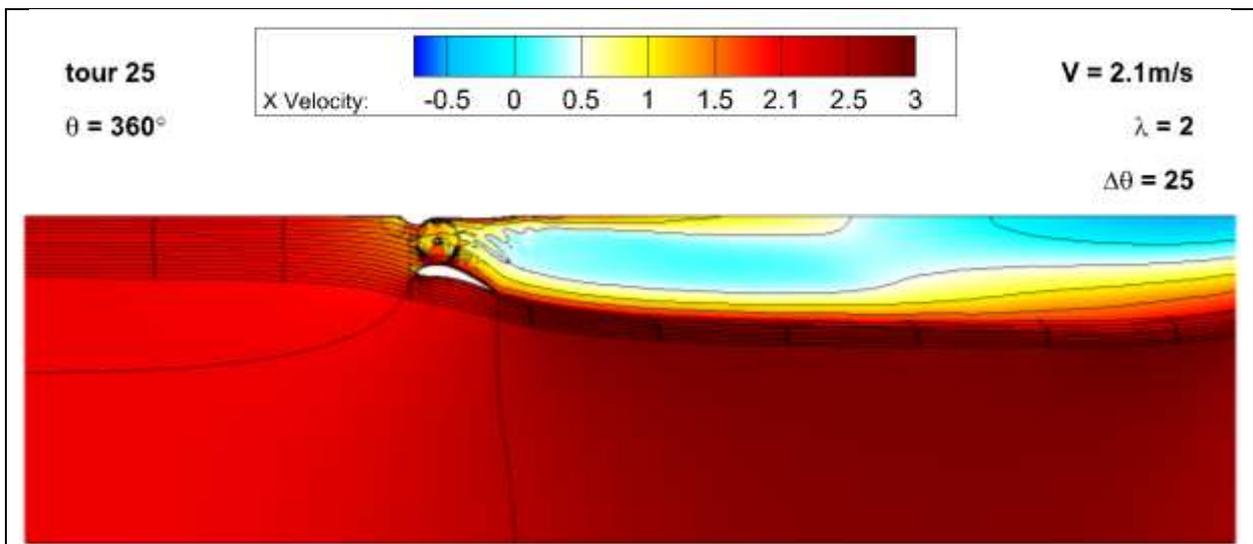


Figure 5-28. Champs de vitesse après 25 tours à 25°

Cependant, ces tours rapides à calculer ne définissent pas correctement 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. Lorsqu'on diminue le pas de temps, l'avancement temporel est plus laborieux, mais les structures tourbillonnaires sont de mieux en mieux représentées puisque le sillage a déjà été établi macroscopiquement. Le but est que les petites structures non définies jusqu'alors sont mieux décrites au fur et à mesure de la baisse du pas de temps. Ces petites structures sont localisées aux abords de la turbine, et ont un impact négligeable loin de celle-ci. Il n'est donc pas nécessaire de refaire parcourir au fluide amont tout le domaine de calcul.

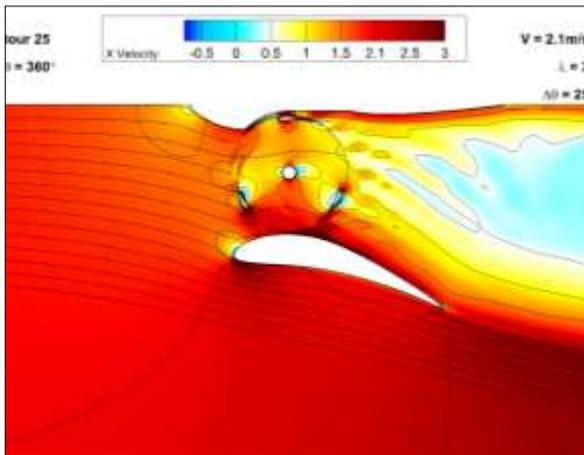


Figure 5-29. Champs de vitesse après 25 tours à 25°

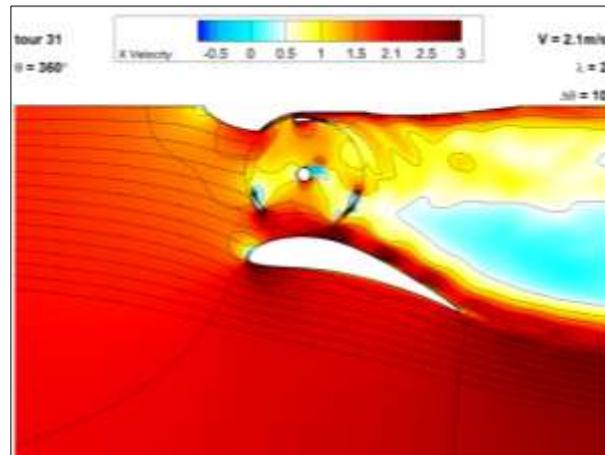


Figure 5-30. Champs de vitesse après 6 tours supplémentaires à 10°

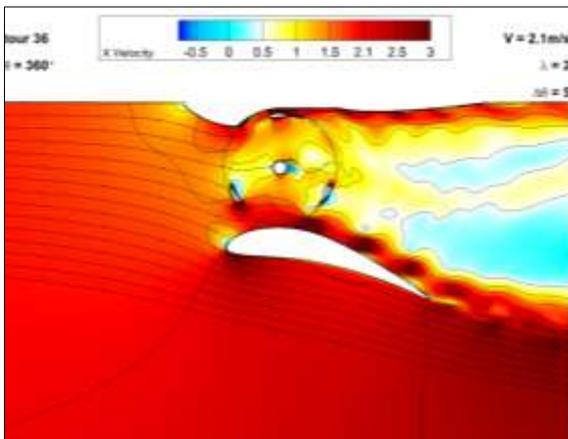


Figure 5-31. Champs de vitesse après 5 tours supplémentaires à 5°

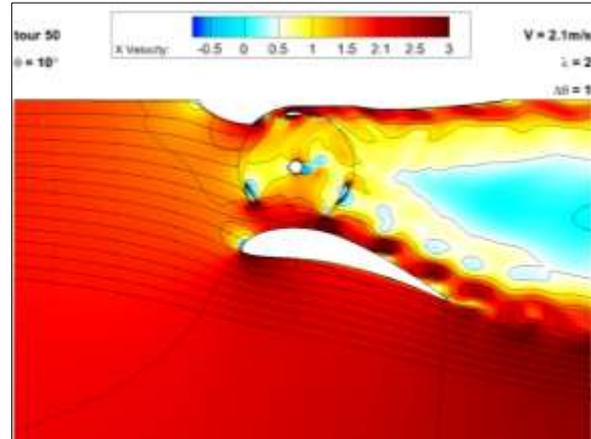


Figure 5-32. Champs de vitesse après 14 tours supplémentaires à 2° et 1°

Les figures 5-29 à 5-32 montrent bien le gain de précision sur les structures tourbillonnaires avec la diminution du pas de temps, notamment les tourbillons lâchés par les pales qui longent le carénage latéral, ainsi que les tourbillons de Von Karman en aval de l'arbre de la turbine. Ces structures étant amenées à interagir avec le passage des pales, il est bien entendu important de ne pas négliger la précision avec laquelle notre calcul les définit.

Pour corroborer ces observations, la convergence du couple en utilisant une telle méthode s'avère bien plus précise puisque le nombre de tours est largement plus élevé. Ainsi, la simulation

numérique globale d'un nombre de tours important est moins gourmande en temps de calcul compte tenu du pas de temps élevé qu'on utilise pour la majeure partie du calcul (figure 5-33).

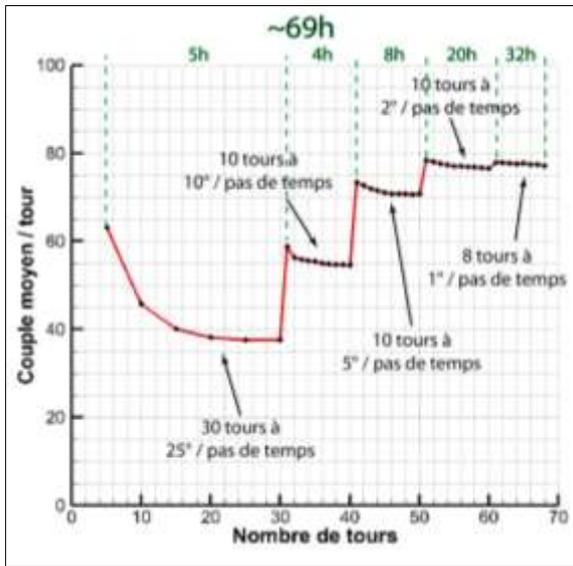


Figure 5-33. Convergence du couple pour un pas de temps variable entre 25° et 1°

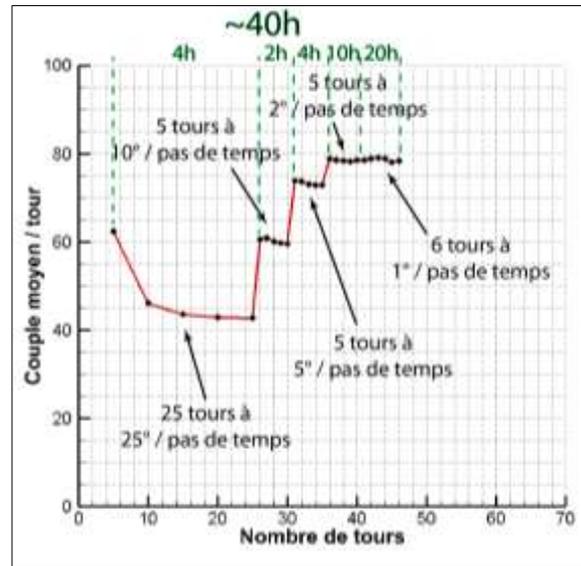


Figure 5-34. Convergence du couple pour un pas de temps variable entre 25° et 1° avec critère d'arrêt

5.3.3.4.3 Convergence progressive avec critère d'arrêt

Étant donnée la précision atteinte, pour gagner encore plus en temps de calcul, un critère d'arrêt sera défini pour chaque pas de temps, afin de ne pas faire de tours superflus. Le critère d'arrêt est fixé à 0.5% de variation sur le couple moyenné d'un tour par rapport au précédent. Un nombre de tour minimum et maximum est tout de même fixé et les calculs n'atteignent jamais la limite haute sans converger, à l'exception de certains cas où une synchronisation particulière entre les pales et les effets des tourbillons induisent une alternance de couple moyen d'un tour à l'autre. A chaque changement de pas de temps, 5 tours de turbine (25 tours pour le premier pas de temps à 25°) sont effectués (figure 5-34). Puis à chaque nouveau tour, la moyenne du couple est comparée avec celle du tour précédent. Une différence inférieure à 0.5% induit le passage au pas de temps suivant, puis la répétition de ces étapes.

Pour éviter les longueurs de certains calculs qui ne convergent pas assez simplement, un maximum de 10 tours a été fixé pour chaque pas de temps. En effet, dans certains cas, la convergence ne peut pas être mise en valeur par notre critère qui compare simplement les deux derniers tours. Selon la géométrie et le mode de fonctionnement, il peut se produire une oscillation du couple autour d'une valeur, mais avec une variation supérieure à 0.5%. Dans ce cas, le calcul risque d'effectuer le nombre maximum de pas de calcul, mais la convergence est nette malgré l'inefficacité du critère. Au final, aucun de nos calculs n'a dépassé les limites de notre méthode. Ainsi, selon la configuration géométrique, on gagne environ entre 25% et 50% de temps de calcul par rapport à notre méthode de départ, sans perdre en précision.

5.3.4 Convergence spatiale

5.3.4.1 Taille du domaine

La taille du domaine doit être suffisante pour retranscrire correctement l'écoulement, tout en gardant à l'esprit son influence sur les temps de calcul. En largeur, on modélise en entier la taille du canal. Les conditions aux limites sont donc en accord avec le cas réel de l'expérience (une paroi et une symétrie). Concernant la longueur du domaine, il faut prendre en compte la zone d'influence de la structure turbine / carénage.

La vitesse d'entrée doit être fixée suffisamment en amont de la turbine pour que l'écoulement ne soit pas perturbé à ce stade. Au-delà de deux mètres en amont de la turbine, son impact sur les champs de vitesse, de pression et sur les lignes de courant est quasiment négligeable. Le domaine possède une entrée qui se situe 5 mètres devant la turbine pour être sûr que celle-ci subisse un impact minimum. Compte tenu de notre maillage, qui n'est pas raffiné dans cette zone, les temps de calcul ne sont quasiment pas affectés avec un mètre en plus ou en moins. Pour la zone en aval de la turbine, il faudrait idéalement retrouver un champ de vitesse à la sortie qui soit le même qu'en entrée. Cependant cela demanderait plus de 100 mètres et coûterait cher en temps de calcul. Ayant une condition de sortie de pression atmosphérique, on cherche à obtenir un champ de vitesse qui reste constant une fois que le régime est considéré comme établi. A partir d'une quinzaine de mètres, la partie « macroscopique » de l'écoulement établi est relativement stable à la sortie. La présence des plus petites structures induites par le mouvement des pales ne s'étend pas si loin, et donc la rotation de la turbine ne pose plus de problème pour notre condition aux limites utilisée. Pour vérifier ce choix, le domaine a été étendu à 40 mètres et des résultats tout à fait similaires ont été obtenus.

5.3.4.2 Taille des éléments

Pour valider notre choix de maillage, nous avons multiplié par deux tous les paramètres afin d'obtenir un maillage plus précis, d'environ 3 à 4 fois plus d'éléments. La même méthode de calcul est utilisée concernant les variations successives de pas de temps, avec l'ajout en plus d'une étape à 0.5 degré de rotation pour un pas de temps. Les tailles d'éléments seront donc divisées par deux, et la définition deux fois plus fine du domaine justifie la diminution du pas de temps. En effet en fixant ce dernier à 0.5 degré, la taille de maille est cohérente avec l'ordre des vitesses des particules, notamment au niveau de l'interface où la taille de maille est de l'ordre d'une rotation de 0.5 degré du rotor par rapport au stator.

L'inutilité d'un pas de temps plus faible a été démontrée pour notre maillage de base compte tenu du rapport entre les déplacements des particules par pas de temps et la taille des mailles. Les résultats entre les deux maillages sont similaires et ont permis de valider le plus grossier qui induit un gain de temps non négligeable.

5.4 Analyse de la turbine non-carénée

Pour pouvoir mesurer l'intérêt des carénages en général, nous avons effectué un calcul avec la turbine seule, c'est-à-dire non-carénée. On pourra ainsi comprendre l'impact de la turbine sur l'écoulement, puis apprécier correctement le gain engendré par la mise en place des carénages.

5.4.1 Structures vorticitaires

L'écoulement au niveau de l'hydrolienne est relativement complexe. La turbine en rotation crée plusieurs zones tourbillonnaires au sein de l'écoulement. On peut mettre en évidence ces tourbillons en visualisant les iso-valeurs de vorticité du dernier tour effectué, après que le couple se soit stabilisé. On repère ainsi des phénomènes liés à la dynamique tourbillonnaire de l'écoulement (figure 5-35) :

- 1) Une paire de tourbillons contrarotatifs dans la partie inférieure de la turbine générée par le décrochage dynamique : Rapidement le tourbillon qui tourne dans le sens horaire se dissipe et c'est seulement celui tournant dans le sens anti-horaire qui reste bien présent dans une grande partie du sillage de l'hydrolienne. Ces tourbillons délimitent la zone de sillage aval où les vitesses sont très faibles à cause de la perte de charge induite par la turbine. Ils ne perturbent pas les pales puisqu'ils « fuient » la zone de la turbine suffisamment vite pour être largement hors de portée de l'arrivée de la pale suivante ;
- 2) Des lâchers périodiques de tourbillons de Von Karman de sens de rotation alterné derrière l'arbre de la turbine : Ces tourbillons lâchés périodiquement ont une synchronisation avec les pales. La fréquence des tourbillons est fonction de la vitesse du fluide ainsi que du diamètre de l'arbre. Cela induit une interaction avec les pales qui diffère selon les conditions de fonctionnement (vitesse d'entrée et vitesse de rotation des pales), impactant ainsi sur le couple qui est variable dans la zone derrière l'arbre, en fonction de cette fréquence de lâcher de tourbillon par rapport à la fréquence de passage de la pale. De plus, dans certains cas, la synchronisation entre le passage de la pale et la vitesse de lâcher des tourbillons de sens de rotation alterné est telle qu'elle peut être la conséquence d'une oscillation du couple d'un tour à l'autre, ce qui retarde la convergence du calcul par rapport à notre critère d'arrêt ;
- 3) Sillage laissé par la pale pendant son passage : Principalement dans la partie haute de la turbine, ce sillage va interagir avec la pale suivante puis se dissiper progressivement en se propageant dans le sens de l'écoulement ;
- 4) Structure tourbillonnaire en haut analogue à celle due au décrochage qui a lieu dans la partie basse : Dans la partie haute de la turbine, la partie du sillage créé par le passage de la pale qui a le temps de sortir du domaine avant d'être coupée par la pale suivante va provoquer en aval la création d'une structure tourbillonnaire analogue à celle due au décrochage qui a lieu dans la partie basse, mais d'intensité moindre et de sens opposé. De même pour le tourbillon de sens antihoraire, qui va se dissiper rapidement dans le sillage de l'hydrolienne.

5. Optimisation numérique de la turbine carénée du convertisseur HARVEST

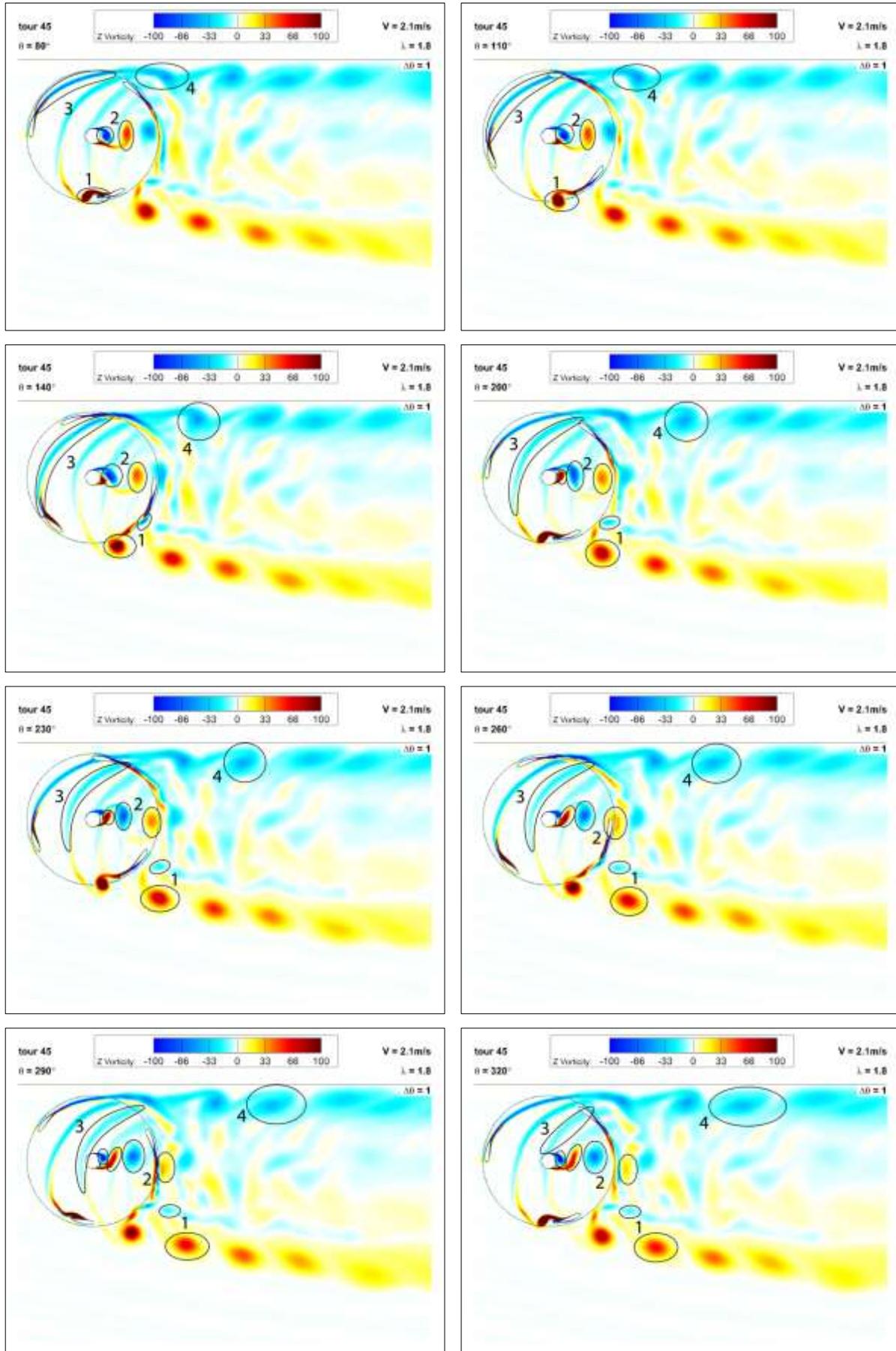


Figure 5-35. Champs de vorticité à la fin du dernier tour de la simulation numérique de la turbine non-carénée

Le centre de la zone de sillage est une zone « morte » d'un point de vue des structures vorticitaires, ce qui est assez logique étant donné les faibles vitesses présentes dans cette zone (figure 5-36), conséquence directe de la perte de charge induite par la turbine. Ce sillage est délimité de part et d'autre par les structures créées par les pales de la turbine lors de leur passage dans les parties haute et basse.

5.4.2 Champs de vitesse

La visualisation des champs de vitesse met bien en évidence la perturbation de ce dernier par la turbine (figure 5-36). La théorie de Betz se vérifie bien qualitativement, puisqu'ici les lignes de courant sont bien déviées de part et d'autre de la turbine à cause de la perte de charge qu'elle représente. En parallèle, le fluide a tendance à accélérer dans les zones libres pour compenser cette perte de vitesse au travers de la turbine. La zone balayée par les tourbillons délimite bien les sous-vitesses dans le sillage provoquées par la présence de la turbine.

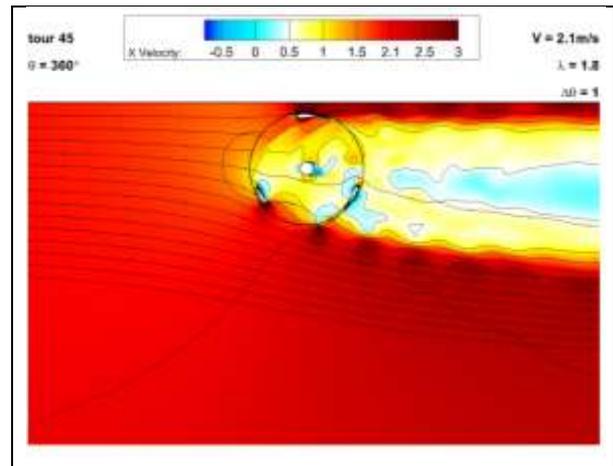


Figure 5-36. Champs de vitesse (turbine non-carénée)

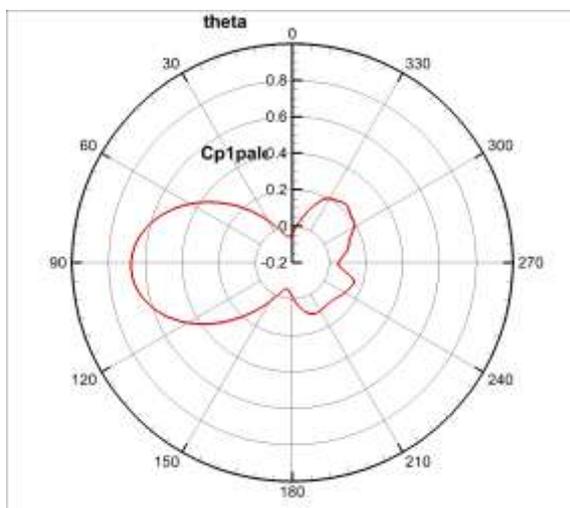


Figure 5-37. Coefficient de puissance instantané d'une pale (turbine non-carénée)

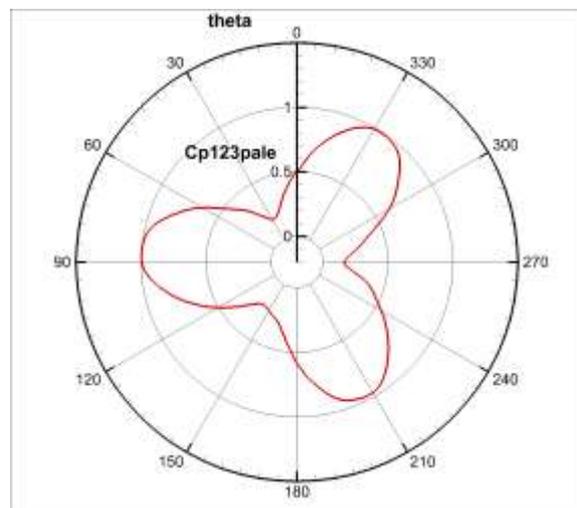


Figure 5-38. Coefficient de puissance instantané des trois pales (turbine non-carénée)

La rosace de coefficient de puissance instantané d'une pale en fonction de la position angulaire de la turbine, directement déduite du couple instantané récupéré par cette pale, met en évidence les différentes zones présentes dans l'écoulement. La figure 5-37 montre le C_p instantané d'une pale de turbine non-carénée à λ optimal 1,80 pour une vitesse d'écoulement $V_0 = 2,1$ m/s. Le couple

récupéré est maximum lorsque la pale est orthogonale par rapport à la direction de l'écoulement. 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 0° et 180°, où la pale remonte le courant incident, sont aussi directement répercutées sur le couple. Cependant les coefficients de performance 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 lâchers de tourbillons, et les coefficients de performance sont réduits.

5.4.3 Performances

Lorsqu'on trace le coefficient de puissance global instantané, en sommant à chaque position angulaire les coefficients de puissance des trois pales, on obtient une périodicité tout à fait cohérente avec le placement des pales (figure 5-38). Les positions de coefficient de puissance 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.

A cette condition de fonctionnement, le coefficient de puissance (moyenne du C_p global sur un tour) de la turbine non-carénée est égal à **49% à λ optimal 1,80**.

5.5 Influence des carénages sur l'écoulement

Dans un premier temps, il paraît instructif d'apprécier l'impact sur l'écoulement de la mise en place des carénages nus, avant de les associer avec la turbine.

5.5.1 Carénages latéraux

Le profil des carénages latéraux en forme d'aile d'avion permet donc de modifier l'allure de l'écoulement à notre avantage. En effet le phénomène de portance lié aux profils d'aile d'avion permet d'obtenir une surpression sur l'intrados et une dépression sur l'extrados (figure 5-40).

Paramètres géométriques	Eppler420
Epaisseur max	14,3 %
Cambrure max	10,7 %
Angle du bord de fuite	15,4°
Position de la cambrure max	31,2 %
Rayon du bord d'attaque	5,6 %

Figure 5-39. Paramètres géométriques du profil

Le choix d'un carénage Eppler420 vient donc de son coefficient de portance élevé, avec de plus une dépression relativement homogène tout le long de l'extrados. Sa géométrie est définie suivant plusieurs paramètres propres aux profils d'ailes (figure 5-39), mais qui ne permettent pas de définir entièrement le profil à l'aide d'équations paramétrées telles que pour les profils NACA à 4 chiffres.

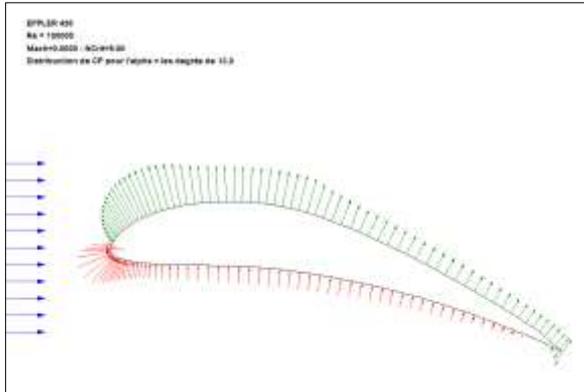


Figure 5-40. Champs de pression à la surface du profil Eppler420 en écoulement libre d'incidence 13°

Les résultats du calcul stationnaire de l'écoulement en présence des carénages mettent bien en évidence respectivement la dépression et la surpression attendue au niveau de l'extrados et de l'intrados (figure 5-41). On s'attend donc à avoir un effet d'aspiration qui induit une augmentation significative des vitesses entre les carénages. Ainsi l'augmentation du débit dans cette zone devrait permettre d'augmenter la puissance récupérée par la turbine.

La visualisation du champ de pression confirme bien l'impact du carénage latéral : on retrouve une forte dépression au-dessus du carénage, dans la zone qui accueillera la turbine, et a fortiori au niveau de la première moitié de l'extrados. Assez logiquement l'intrados est soumis à une surpression répartie sur toute la longueur avec une concentration sur le bord d'attaque.

L'angle d'incidence relativement élevé à 15° est la cause directe de l'apparition du décollement de la couche limite, qui provoque une zone de recirculation sur la seconde moitié du carénage latéral (figure 5-42). Ici l'augmentation de vitesse induite par les carénages semble tout à fait compatible avec le système complet puisqu'elle est concentrée dans la zone de la turbine, et le décollement qui est synonyme de perte de portance ne semble pas être un problème vis-à-vis de l'efficacité des carénages en ce qui concerne l'accélération de l'écoulement.

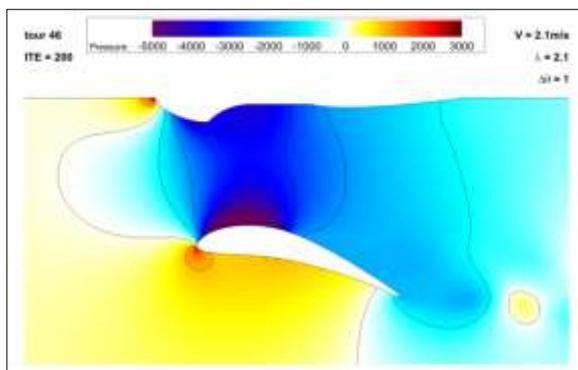


Figure 5-41. Champs de pression (carénages)

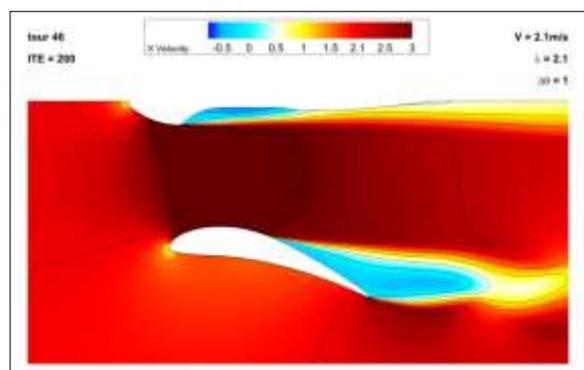


Figure 5-42. Champs de vitesse (carénages)

L'étude approfondie du carénage couplée à l'hydrolienne amènera bien entendu à modifier le profil de ce dernier. Cependant d'un point de vue du coefficient de portance, le profil Eppler420 est un choix judicieux, et les champs de pression et de vitesse montrent bien une concentration des valeurs maximum dans les zones voulues.

5.5.2 Etrave centrale

L'étrave centrale ne vise pas l'augmentation directe des vitesses et donc de la puissance produite. Son but vise à orienter l'écoulement. Le nez, directement en contact avec l'écoulement incident, subit une surpression et demande, comme cela a été observé, une étude d'optimisation spécifique. La ligne qui définit le nez de l'étrave possède de part et d'autre un point de rebroussement, comme illustré dans la figure 5-42. La forme rentrante de l'étrave en aval de ce point sert à masquer la remontée de la pale ; on peut observer qu'elle atteint bien son but ici en créant une zone de recirculation avec des vitesses nulles. En l'absence de cette zone de masquage, la pale lors de sa remontée serait soumise à des vitesses importantes impliquant des zones de freinages non négligeables et donc des diminutions de coefficient de performance. Cette zone, en augmentant le flux incident dans le secteur amont du chemin parcouru par la pale, permet aussi d'avoir une contribution supplémentaire de vitesse élevée dans cette zone motrice de la turbine.

5.6 Analyse de la turbine carénée

Les sections 5.4 et 5.5 ont été dédiées respectivement à l'étude de l'écoulement autour de la turbine seule et à l'influence des carénages sur l'écoulement incident. Dans cette section, on présente les résultats de la simulation numérique de l'ensemble turbine-carénages avec les carénages à 27°.

5.6.1 Structure vorticitaires

La forme de l'écoulement dans le cas de la turbine carénée est relativement similaire à l'écoulement de la turbine non-carénée. Cependant la présence des carénages engendre des phénomènes nouveaux (figure 5-43) :

- 1) Création de structures tourbillonnaires au niveau du carénage latéral, amorcées par le décrochage dynamique des pales de la turbine et de sens inverse à celles-ci. Ces structures induisent la formation de tourbillons à la paroi du carénage juste en aval des structures lâchées par les pales, qui se détachent petit à petit de la paroi du carénage ;
- 2) Fort retard du décollement de la couche limite sur l'intrados du carénage. Au niveau du bord de fuite, des tourbillons synchrones avec ceux de sens opposé qui se décollent de l'intrados apparaissent ;
- 3) Apparition de tourbillons dans la zone « morte » de l'étrave centrale : Juste derrière l'angle de masquage, on trouve une zone de fort gradient de vortacité. Le décollement du fluide couplé au passage de la pale crée des interférences importantes, avec des tourbillons contrarotatifs qui semblent chaotiques ;
- 4) Formation de structures vorticitaires périodiques le long de la paroi de l'étrave. Ces structures se détachent très légèrement avant d'être lâchées puis dissipées derrière l'empennage, à l'image de celles présentes sur les carénages latéraux.

5.6. Analyse de la turbine carénée

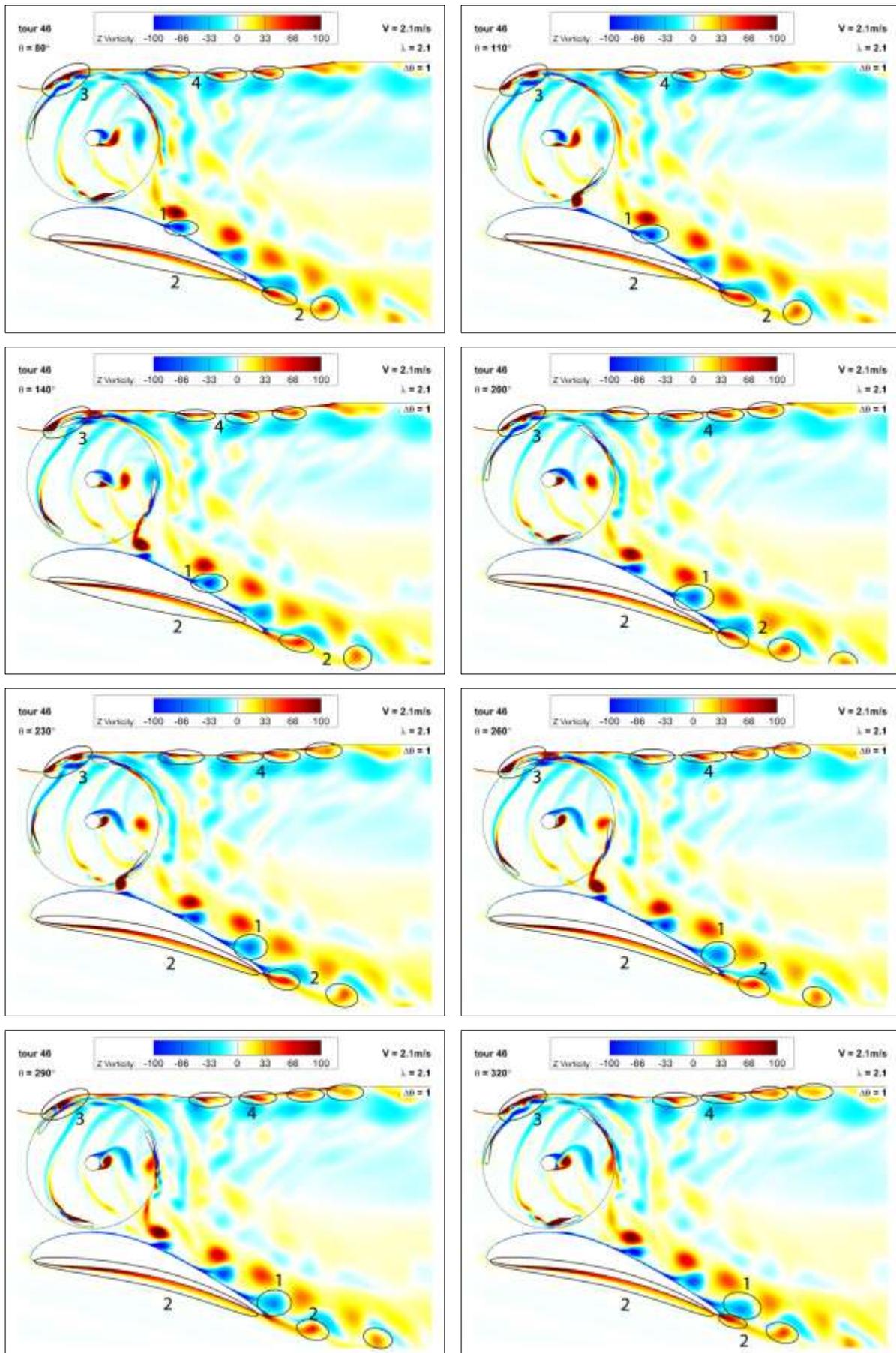


Figure 5-43. Champs de vorticité du dernier tour de la simulation numérique de la turbine carénée

5.6.2 Champs de vitesse

La structure de l'écoulement garde la même allure d'un point de vue des champs de vorticité, avec quelques effets supplémentaires qu'implique la présence des carénages. Concernant la répartition des vitesses, la turbine génère un impact similaire, mais celui des carénages est moins visible (figure 5-44). En effet la perte de charge provoquée par la turbine semble prédominer sur les survitesses qu'on cherche à provoquer avec la mise en place des carénages. Les lignes de courant proche de la turbine qui ont tendance à la « fuir » sont concentrées dans l'interstice créé par l'entrefer. Malgré ces observations qui semblent être en partie contradictoires avec l'effet attendu des carénages, les coefficients de performance sont augmentés, et en comparant avec la turbine seule, il y a des vitesses plus importantes qui arrivent sur la turbine.

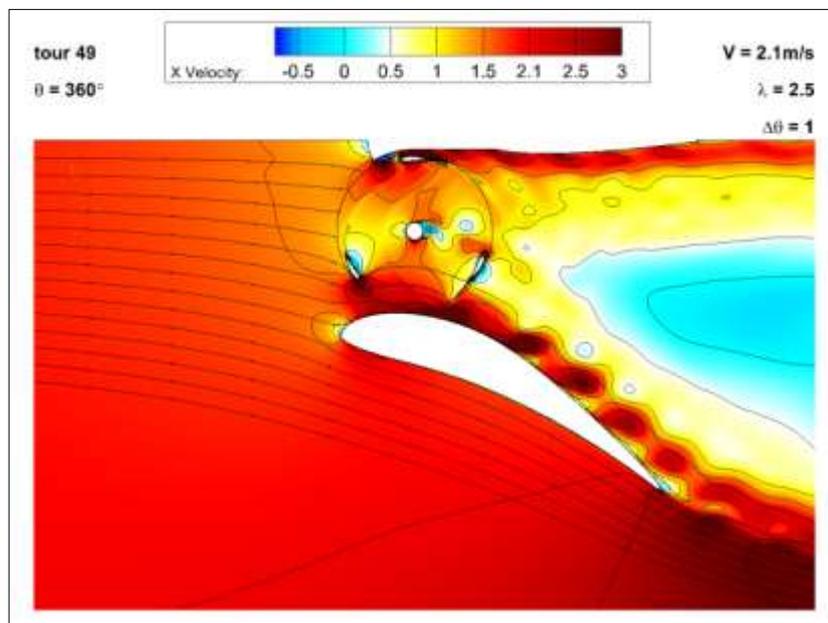


Figure 5-44. Champs de vitesse (turbine carénée)

On observe deux phénomènes principaux :

- 1) La zone de recirculation derrière le nez de l'étrave est balayée par d'importantes survitesses. L'effet néfaste sur les performances est tout à fait relatif puisque nous avons environ les mêmes baisses dans cette région par rapport à la turbine non-carénée (figure 5-45). Etant donnée les fortes perturbations dans cette zone lorsque le carénage est présent, il semble que la survitesse présente soit en partie compensé par l'orientation de l'écoulement qui n'est plus aussi claire que dans le cas de la turbine seule.
- 2) Le décrochage dynamique qui s'opère dans la zone de survitesse à la surface du carénage latéral crée des « jets » qui semblent plaquer l'écoulement contre le carénage jusqu'au bord de fuite. Ainsi le décollement qu'on pouvait observer sans la présence de la turbine semble retardé grâce à ces structures tourbillonnaires qui sont plaquées sur l'extrados.

5.6.3 Performances

Concernant les performances, on notera que la répartition angulaire est similaire au cas de la turbine seule, avec cependant un gain global de puissance récupérée (figure 5-45). La zone optimale vers 90° est augmentée grâce au carénage latéral qui crée une survitesse à l'entrée de la turbine. Entre 120° et 160° la présence du carénage latéral permet de garder une orientation relativement rectiligne des lignes de courants. De plus, les survitesse aux alentours de l'étrave centrale, qui posent tout de même problème au niveau de la remonté de la pale, permettent d'augmenter la gamme d'angle effective vis-à-vis de l'énergie récupérée par rapport au cas de la turbine seule. La zone masquée par le nez, étant très turbulente, se répercute sur le couple avec une petite zone d'oscillation. La différence directe avec la turbine seule est qualitativement minime.

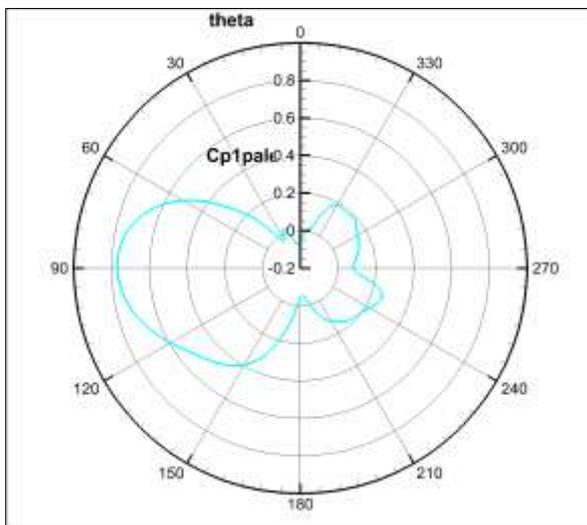


Figure 5-45. Coefficient de puissance instantané d'une pale (turbine carénée)

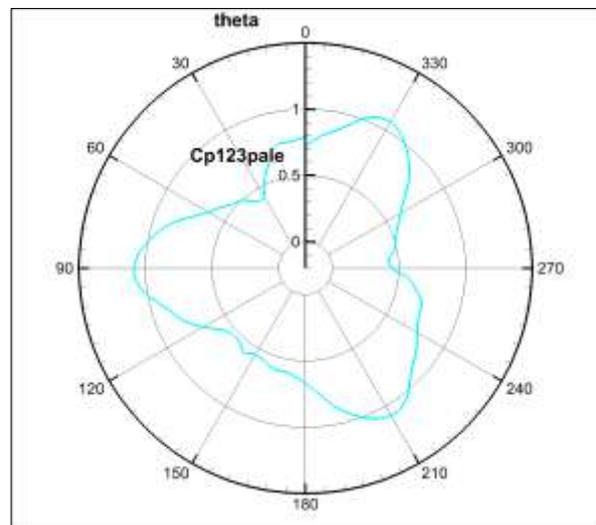


Figure 5-46. Coefficient de puissance instantané des trois pales (turbine carénée)

Cette augmentation de la plage d'angle à fort coefficient de performance induit une rosace totale (somme des trois pales) plus homogène (figure 5-46). Au lambda optimal, qui se voit augmenté pour atteindre 2.5 environ, le **coefficient de performance moyen est de 127,2%**. On a donc un gain non négligeable grâce aux carénages. L'étrave dans son ensemble conditionne l'écoulement sans qu'il nous soit possible à ce stade de qualifier l'impact précis des différentes zones de celle-ci.

5.6.4 Nombre de Reynolds

Nous espérons pouvoir extrapoler la validité des calculs effectués pour des conditions physiques d'écoulement différentes, qui se traduisent par une variation du nombre de Reynolds (cf. section 3.1.3.1). Pour vérifier cet aspect, nous avons modifié deux paramètres fixés jusqu'alors : la taille du système, ainsi que la vitesse incidente du fluide. On utilisera donc des machines deux fois plus grandes (tours bi-colonnes, carénages et canal) pour simuler un nombre de Reynolds deux fois plus

élevé, ainsi qu'une augmentation de la vitesse incidente à 3 m/s. Le tableau de la figure 5-47 résume les résultats obtenus. On observe une bonne correspondance du coefficient de performance avec l'augmentation de la vitesse incidente du fluide, sans modification du paramètre d'avance optimal. L'augmentation de la taille des turbines provoque quant à elle une légère augmentation du coefficient de performance et du lambda optimal, ce qui justifie l'utilisation de turbine d'un mètre ou plus pour les machines industrielles.

Taille de turbine	Vitesse d'entrée	λ optimal	C_p
0.5 m	2.1	2.5	127.2%
0.5 m	3.0	2.5	127%
1 m	2.1	2.4	132.4%
1m	3.0	2.4	134.0%

Figure 5-47. Coefficients de performance obtenus en fonction des tailles de turbines et des vitesses incidentes

5.7 Pistes d'amélioration des carénages latéraux

L'influence des carénages latéraux, bien qu'elle soit complexe à appréhender correctement en présence de la turbine, est bénéfique vis-à-vis de l'augmentation de la puissance, tel que nous pouvons le voir en comparant le coefficient de performance de la turbine seule (49%) à celui de la turbine munie de carénages (127%).

A court terme, le but est d'améliorer la performance de l'hydrolienne via des changements de paramètres géométriques simples, tout en restant dans les contraintes d'encombrement et structurelles (résistance mécanique) propres à l'installation du prototype de Pont-de-Claix. Quelques - uns de ces paramètres sont listés ci-après.

Dans le moyen terme, il n'est pas possible de conduire cette optimisation via des logiciels dédiés à cet effet (mettant en œuvre des algorithmes génétiques par exemple) que l'on couplerait à des logiciels de simulation. En effet, le nombre de paramètres géométriques est très important et le temps pour faire converger les calculs, un jeu de paramètres étant donné, serait très long.

On est alors réduit à choisir une démarche prosaïque : en faisant varier séparément chaque paramètre, les autres étant fixés, on cherche, à travers une succession la plus réduite possible de simulations, à repérer celui qui conduit à un rendement optimum. Si les paramètres étaient indépendants les uns des autres, l'ordre de ces optimisations spécifiques à chaque paramètre importerait peu, chaque contribution des paramètres ayant un caractère additif vis à vis du rendement global. Cela n'est pas le cas et l'ordre mis en place repose sur l'idée que nous nous faisons à priori de la dépendance relative des paramètres entre eux. Ainsi le calcul de l'optimisation du paramètre n+1 peut se faire en maintenant fixés à leur position optimale les paramètres de 1 à n si ce paramètre n+1 dépend du paramètre n avec une faible dépendance inverse (« one way coupling » au lieu de « two way coupling »).

5.7.1 Modification du profil

Un grand nombre de profils, pour la plupart issus de l'aéronautique, peuvent être envisagés pour la réalisation des carénages. Les critères de choix sont d'abord guidés par les coefficients de portance C_l en fonction de l'angle d'incidence α et l'étendue de la zone de portance autour de α . La forme « robuste » du profil peut entrer secondairement en ligne de compte. Il est également possible de jouer sur une modification de la cambrure, voire l'introduction d'une double cambrure (profil reflex).

5.7.2 Modification de la corde

Le premier paramètre lié au carénage est la corde. Son augmentation est logiquement une source directe de gain de performance par le biais de l'accroissement de la portance du profil et donc de l'accélération de la vitesse d'écoulement. Les simulations ont montré qu'une augmentation de 50% de la corde permettait d'obtenir un gain de puissance de l'ordre de 24%.

5.7.3 Modification de l'angle d'incidence

L'angle d'incidence améliore la performance en augmentant la portance du profil. En présence de la turbine, le décrochage dynamique qui s'opère dans la zone de survitesse à la surface du carénage latéral crée des « jets » qui semblent plaquer l'écoulement contre le carénage jusqu'au bord de fuite. Ainsi le décollement qu'on observe à partir d'un angle d'incidence critique sans la présence de la turbine semble retardé grâce à ces structures tourbillonnaires qui sont plaquées sur l'extrados.

Une analyse de l'influence des différents angles d'incidence du carénage a été conduite, en adoptant les valeurs croissantes : 27°, 33°, 45°. Les résultats sont indiqués dans le tableau de la figure 5-48.

Angle d'incidence	λ optimal	C_p
27°	2.5	127.2%
33°	2.7	149.7%
45°	2.9	207.9%

Figure 5-48. Coefficients de performance C_p et λ optimal en fonction de l'angle d'incidence

Il est bien connu qu'un angle d'incidence élevé provoque un décollement de la couche limite qui fait perdre toute portance au profil. Les champs de vitesse observés sur les figures 5-49 à 5-51 illustrent la présence de jets de vitesse élevée émis par la turbine, qui adhèrent à l'extrados du carénage. On repère tout de même une tendance de ces structures à se décoller au fur et à mesure que l'angle d'incidence augmente et atteint des valeurs très élevées.

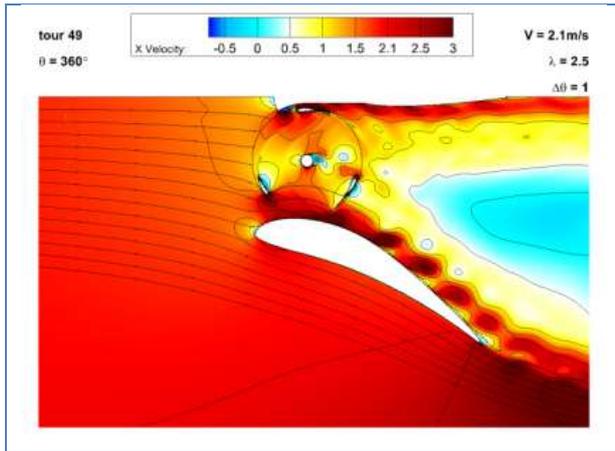


Figure 5-49. Champs de vitesse et ligne de courant pour un angle d'incidence à 27°

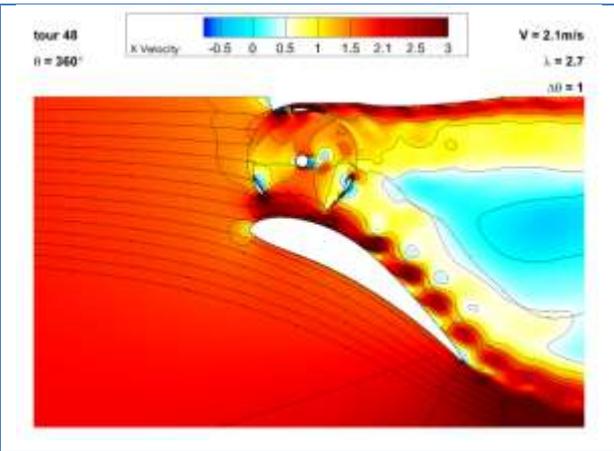


Figure 5-50. Champs de vitesse et ligne de courant pour un angle d'incidence à 33°

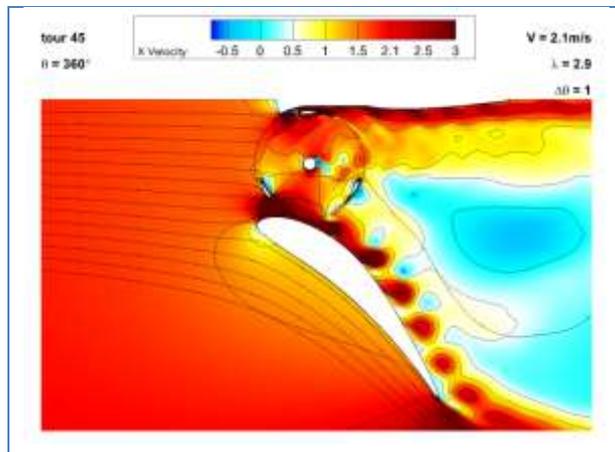


Figure 5-51. Champs de vitesse et ligne de courant pour un angle d'incidence à 45°

L'efficacité de l'augmentation de l'angle d'incidence est cependant indéniable. En effet bien qu'une grande partie du débit contourne la tour, les vitesses qui traversent la turbine sont tout de même augmentées et permettent une amélioration importante des performances.

Les champs de pression pour différents angles d'incidence montrent bien l'influence de ce paramètre (figures 5-52 à 5-54). Les champs de pression à l'extérieur de la turbine et à l'entrée de celle-ci augmentent logiquement avec l'augmentation de l'angle du carénage. Relativement, l'augmentation est plus importante à l'extérieur puisque malgré la diminution de l'espace, cela ne prend pas le dessus sur la perte de charge provoquée par la turbine. Cependant cette surpression, bien que provoquant des vitesses bien plus élevées à l'extérieur de la turbine augmente dans une moindre mesure, mais de façon non négligeable, l'énergie disponible à l'entrée de la turbine. Pour schématiser, l'écoulement subit comme une « saturation » au niveau de la zone hors tour, à cause du confinement qui augmente.

Cette « saturation hors tour » prend le dessus sur la « saturation à l'entrée dans la turbine » en provoquant le contournement des lignes de courant. Ainsi le contournement du fluide sera moins évident et donc l'énergie disponible pour la turbine va augmenter.

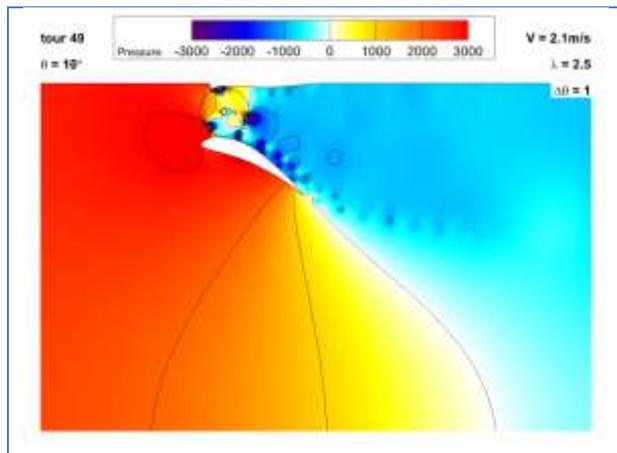


Figure 5-52. Champs de pression pour un angle d'incidence à 27°

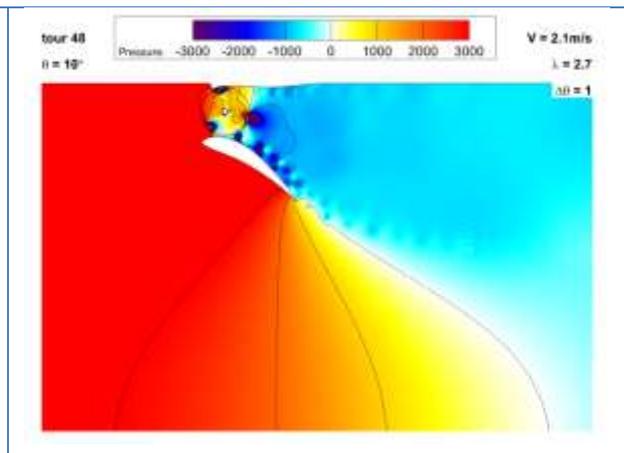


Figure 5-53. Champs de pression pour un angle d'incidence à 33°

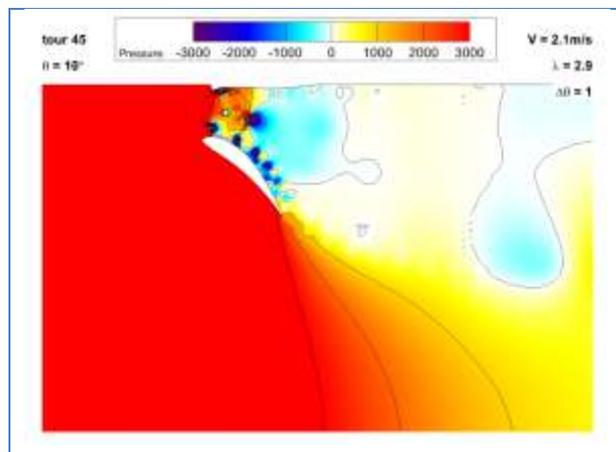


Figure 5-54. Champs de pression pour un angle d'incidence à 45°

Troisième partie

6. Conception et réalisation du prototype HARVEST pour le projet ETHIC

Les chapitres 3, 4 et 5, ont livré, à partir d'un travail, respectivement de conception sur la turbine isolée, de tests expérimentaux sur cette même turbine, de simulations numériques sur une turbine en situation qui se rapproche de son fonctionnement dans une turbomachine HARVEST, les éléments de base à partir desquels il est devenu possible d'envisager la conception, le dimensionnement, la fabrication et l'installation d'un prototype de turbomachine HARVEST en canal. Pour mesurer l'intérêt du concept, que ce soit dans des applications marines ou dans les eaux intérieures, en particulier sa performance énergétique, il est apparu pertinent d'être en mesure de tester la turbomachine elle-même dans une configuration de prototype qui ne soit pas encore celle d'un démonstrateur. Un prototype, dont l'échelle est plus réduite et l'accès plus aisé, est beaucoup moins coûteux ; il permet également un retour d'expérience plus ample et plus précis, notamment pour tester finement l'intégration des différents composants d'un convertisseur HARVEST, et pour fournir une base de données expérimentale pour la validation d'études numériques.

L'ensemble de tous ces travaux à caractère multidisciplinaire et multipartenarial, possédait cependant une envergure qui dépassait le cadre traditionnel des études en laboratoire académique. Ils ont ainsi été développés dans le cadre du projet ETHIC (Essais de Tour d'Hydrolienne Isodynamique en Canal), mené conjointement par EDF et les laboratoires LEGI et G2ELAB. Le partenaire EDF a notamment autorisé l'installation du prototype dans le canal d'amenée d'une de ses centrales hydroélectrique vers Pont de Claix, sur un site proche des partenaires du projet. L'organisation de ce projet est présentée dans la section 6.1. La section 6.2 rapporte brièvement des éléments sur le dessin final et la fabrication du prototype. La section 6.3, qui constitue le cœur de ce chapitre, est consacrée à une étude fluide-structure approfondie qui assure le dimensionnement mécanique du prototype.

6.1 Présentation du projet ETHIC

6.1.1 Site d'installation : canal d'amenée de Pont de Claix

Le canal mis à disposition par EDF se situe à Pont-de-Claix, proche de Grenoble. Il s'agit du canal d'amenée de l'usine hydroélectrique de Pont de Claix, exploitée par l'Unité de Production Alpes. Le canal est alimenté à l'amont par la prise d'eau du Saut du Moine et plonge ensuite dans une conduite de 1,5 km de long et 6 mètres de diamètre (figures 6-1 et 6-2). Le site est isolé et ne possède pas de connexion au réseau électrique.

Ce canal présente beaucoup d'intérêts pour tester le convertisseur HARVEST, ainsi d'ailleurs que pour tout autre prototype d'hydrolienne :

- La vitesse d'écoulement varie entre 0 à 2,3 m/s, ce qui représente une large gamme de vitesses comparables à celles rencontrées dans les sites naturels d'exploitation (fleuves, courantc de marée, etc.).
- Avec 8 m de large et 4 m de profondeur (figure 6-3), le canal possède des dimensions bien adaptées au test d'un prototype d'hydrolienne.
- La rectitude du canal et la régularité de sa section permettent d'obtenir une vitesse d'écoulement constante sur de grandes distances. Cette caractéristique permet de bien appréhender l'impact de l'hydrolienne sur l'écoulement du canal à l'amont et à l'aval. De plus, la longueur de restitution est suffisamment grande pour que les essais de l'hydrolienne soient totalement transparents pour le fonctionnement de la centrale.

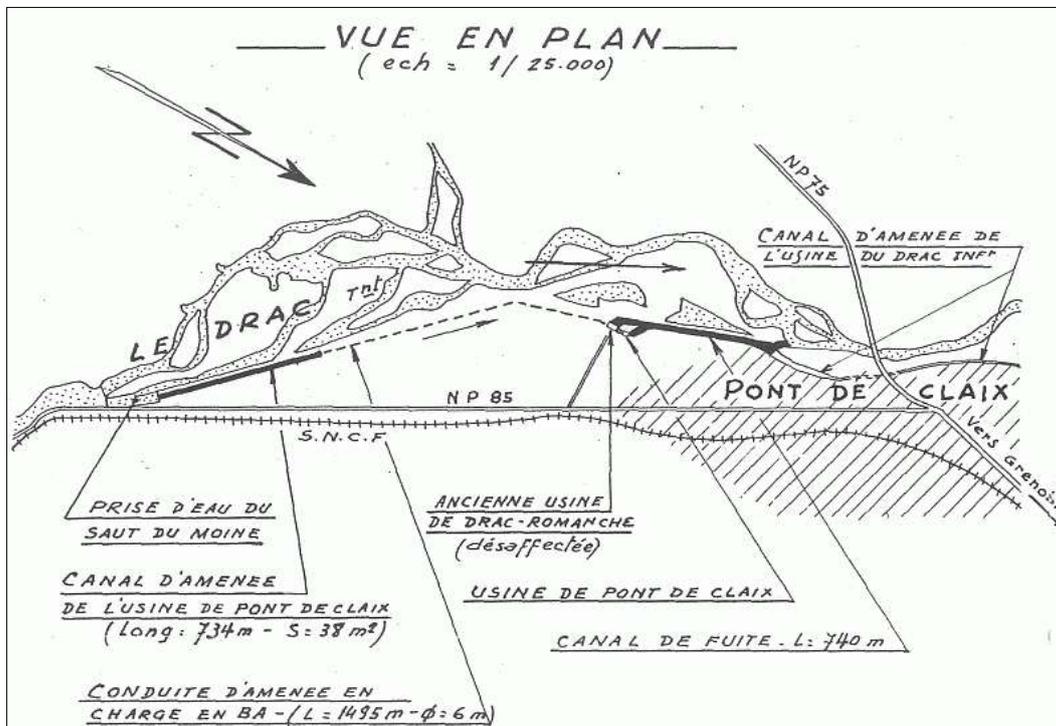


Figure 6-1. Implantation générale

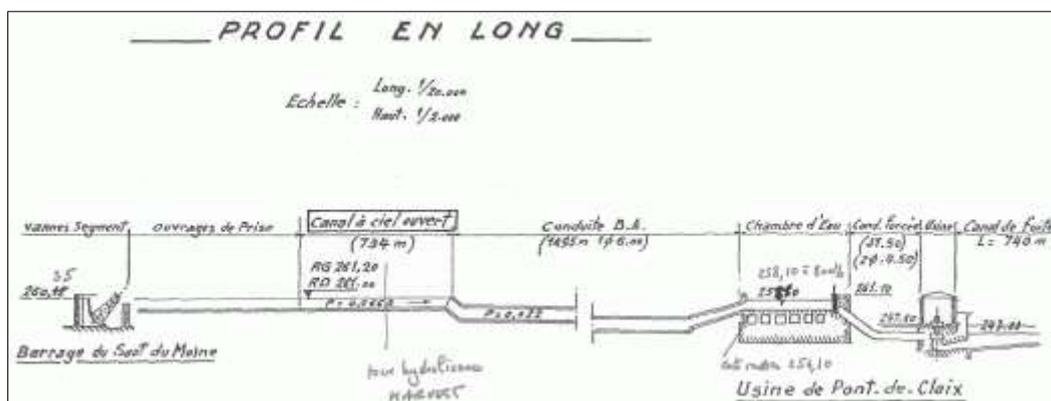


Figure 6-2. Détail des canaux d'aménage et de fuite

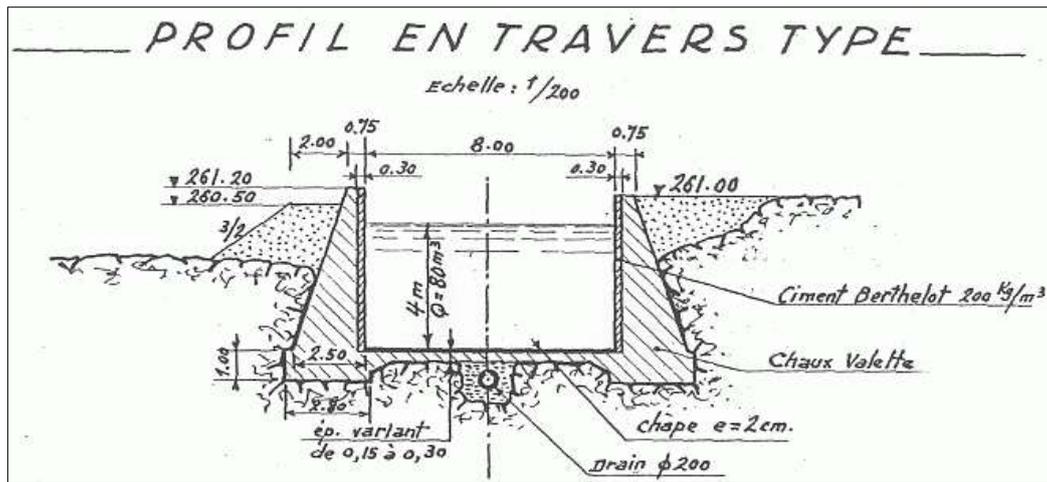


Figure 6-3. Coupe du canal d'amenée à ciel ouvert

6.1.2 Conception de la plateforme d'essai

La plateforme d'essai est constituée d'un portique avec des poutres métalliques recouvertes de caillebotis, d'un chariot-vireur où se fixe l'hydrolienne et d'un circuit de visite. L'hydrolienne est immergée uniquement lors des essais et rangée le reste du temps dans la partie médiane du conteneur aménagé (Figures 6-4 et 6-5).

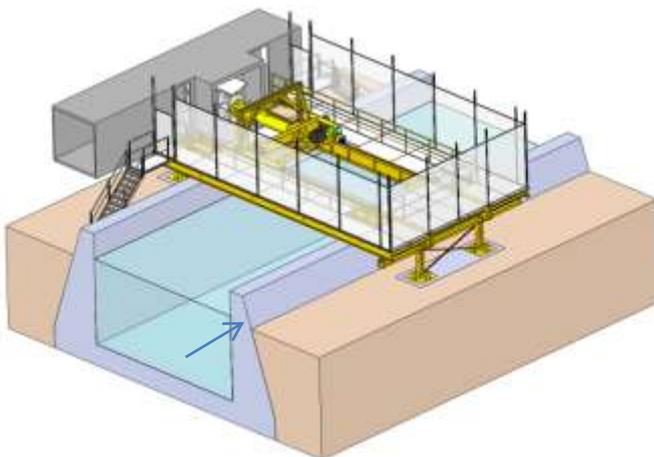


Figure 6-4. Plateforme avec l'hydrolienne relevée et rangée dans le conteneur

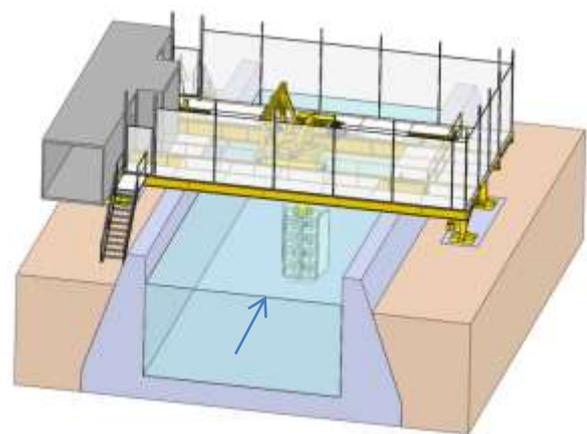


Figure 6-5. Plateforme avec l'hydrolienne immergée

La figure 6-6 est une vue de dessus de la plateforme qui montre l'organisation générale du site d'essai. L'architecture a été conçue de sorte à garantir la sécurité, notamment lors des visites. La figure 6-7 montre l'aménagement du conteneur avec l'espace de rangement du prototype au centre, le local électrique et l'espace bureau pour l'accueil des expérimentateurs et des visiteurs.

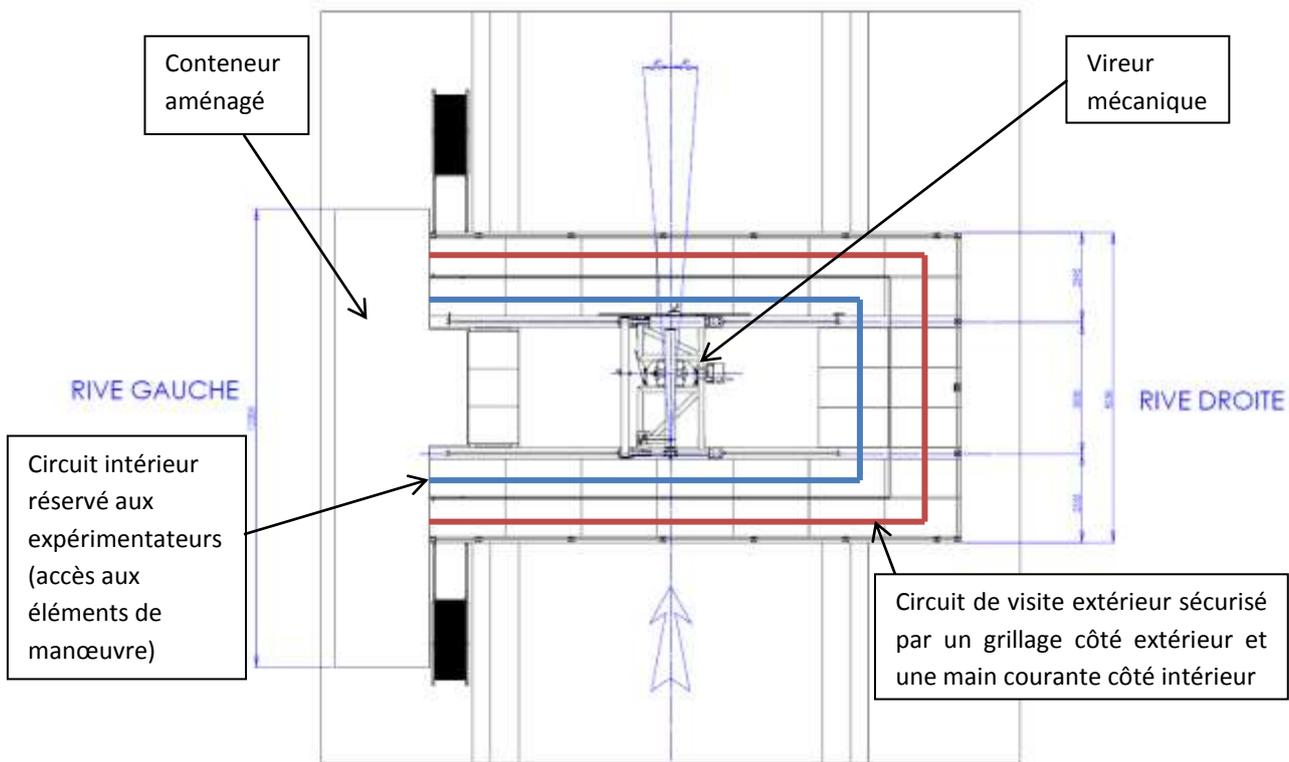


Figure 6-6. Organisation du site d'essai

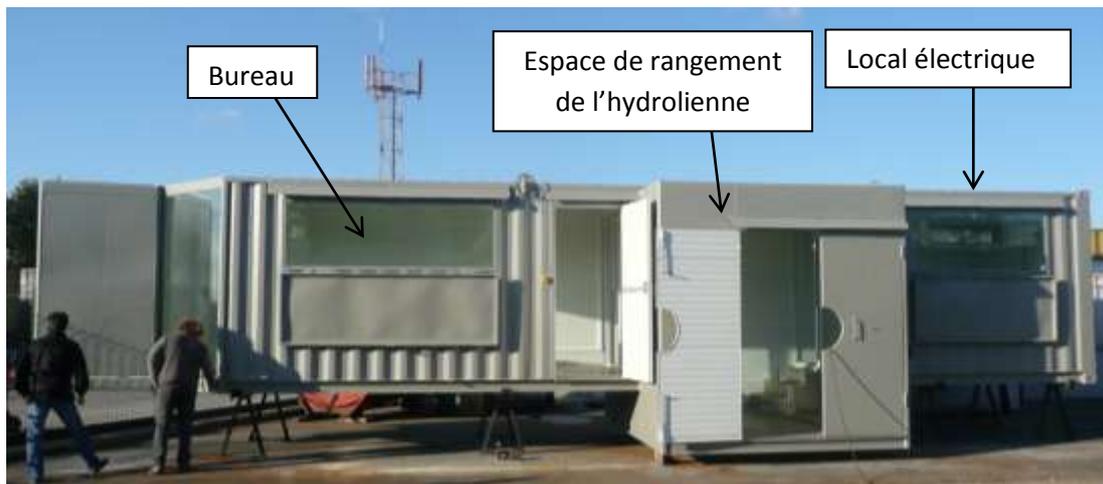


Figure 6-7. Conteneur en fabrication chez le constructeur RCS

Toutes les opérations d'immersion de l'hydrolienne sont réalisées manuellement à l'aide de trois organes de commande (figure 6-8) :

- Une manivelle permettant la translation de l'ensemble du chariot ;
- Un treuil permettant la rotation du vireur pour faire passer l'hydrolienne de la position horizontale à la position verticale ;
- Un volant actionnant une vis sans fin qui permet de régler l'angle de lacet de la tour ;

La figure 6-9 montre les éléments constitutifs de la plateforme et de l'ensemble chariot-vireur.

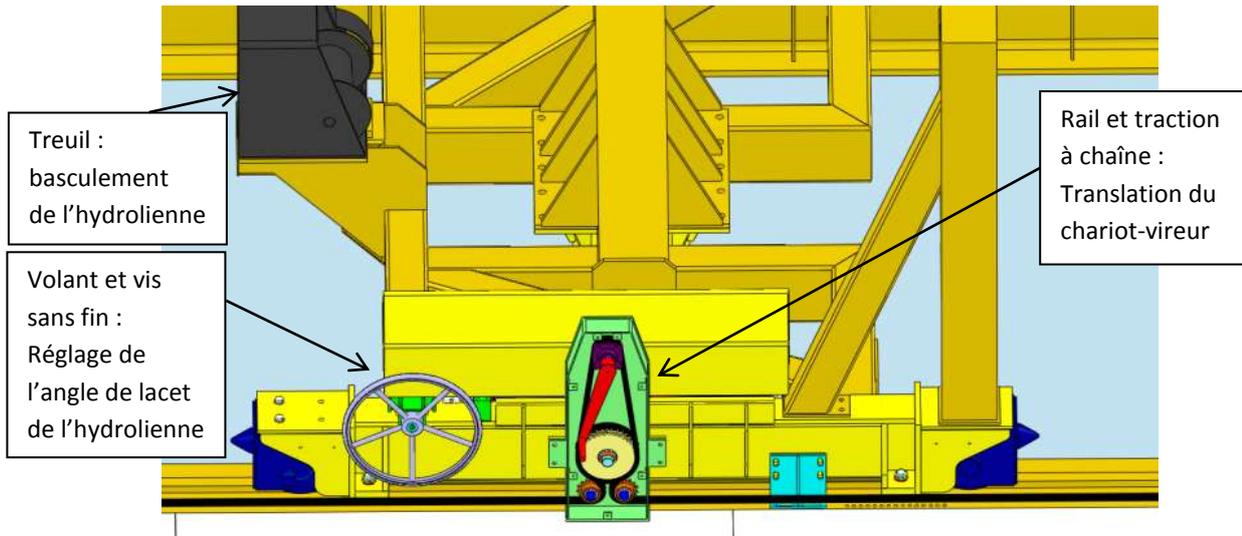


Figure 6-8. Organes de manutention de l'hydrolienne

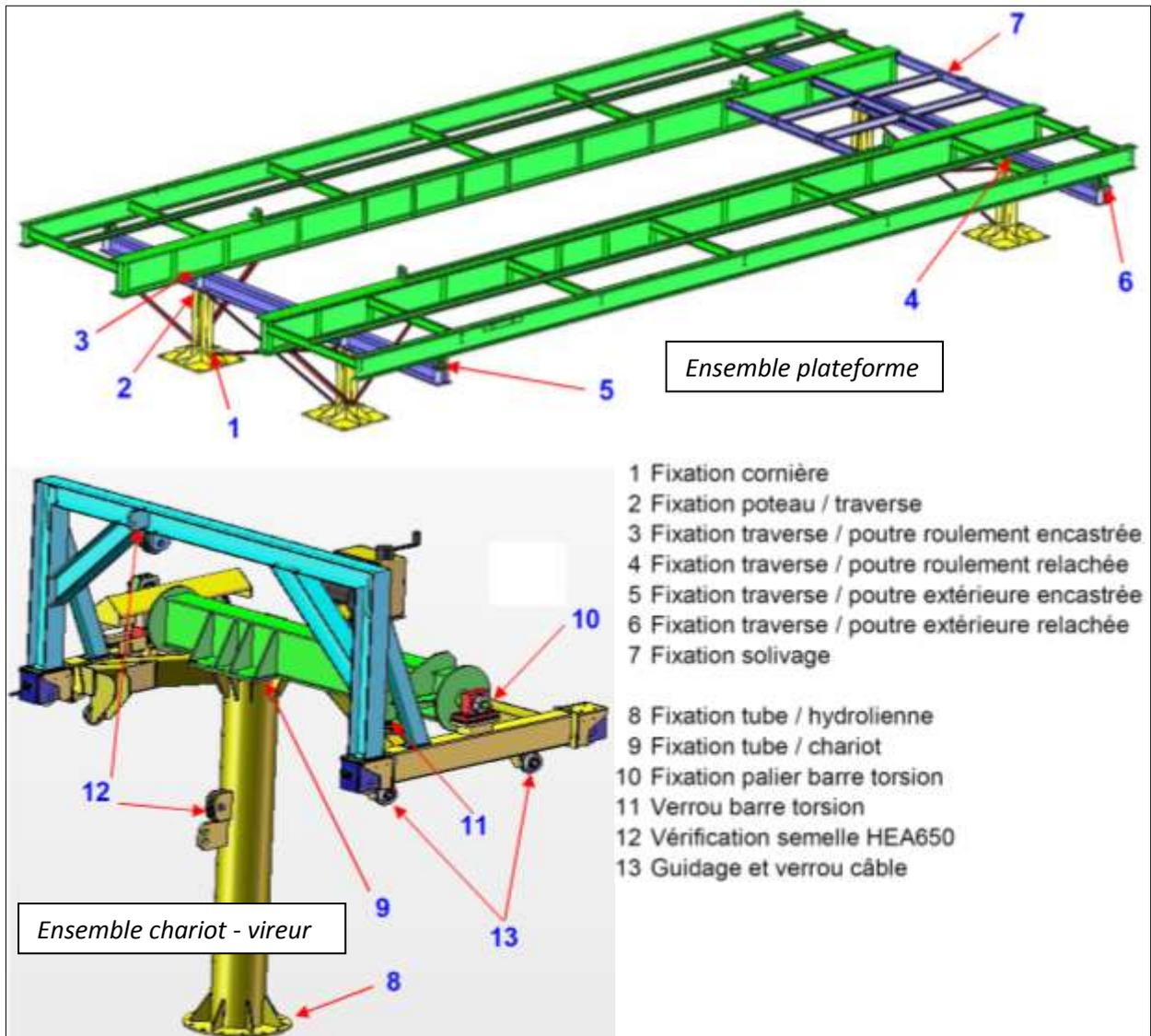


Figure 6-9. Eléments constitutifs de la plateforme et du chariot-vireur

6.1.3 Protocole de mise à l'eau

Pour la mise à l'eau de l'hydrolienne, les étapes sont représentées sur la figure 6-10.

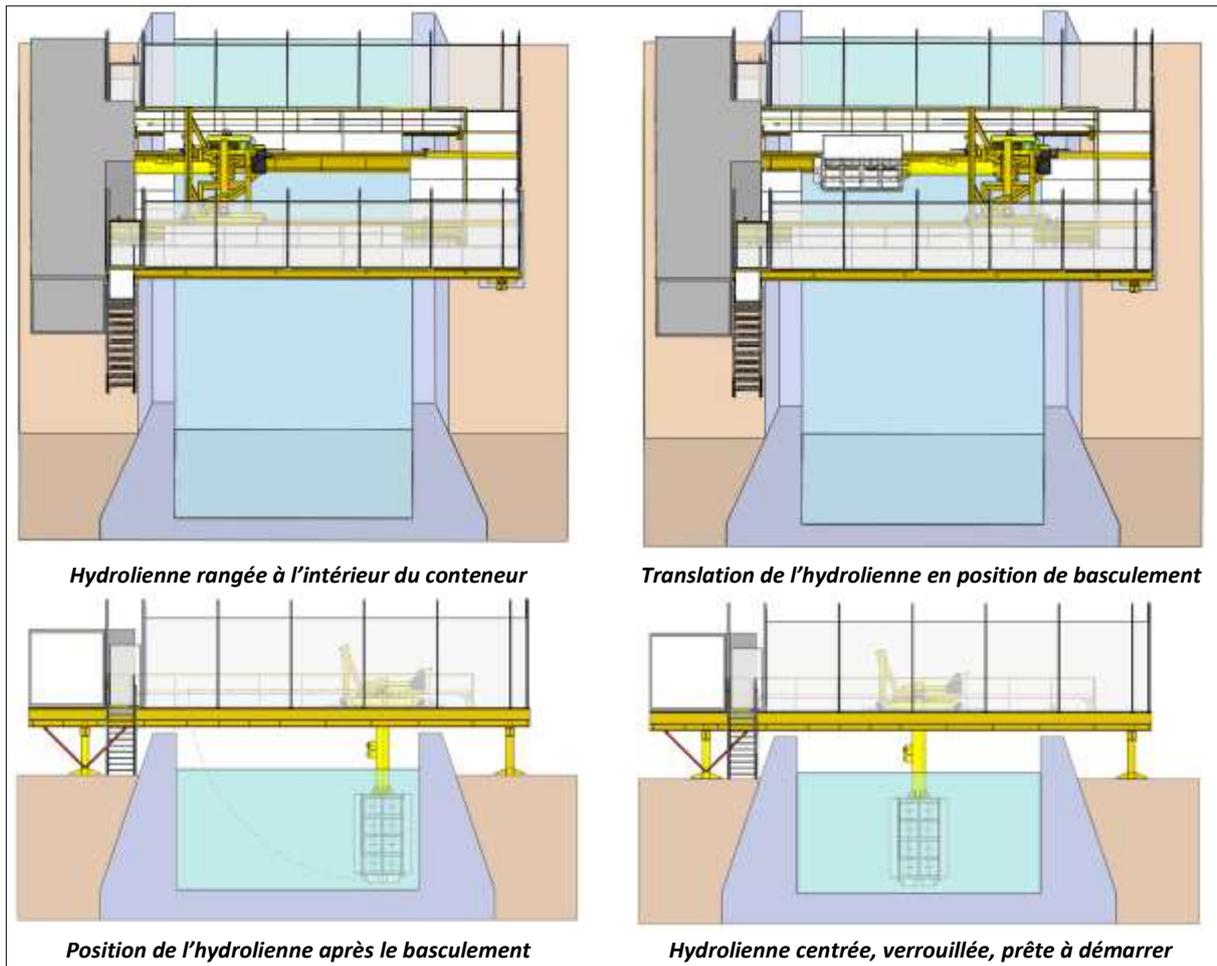


Figure 6-10. Etapes de mise à l'eau

Etape 1 : Démarrage du groupe électrogène et des instruments de mesure. L'électricité produite par le groupe électrogène permet d'alimenter les variateurs, les ordinateurs, et la carte d'acquisition. Les différents dispositifs électroniques sont mis en route et testés avant immersion. Après validation des différents tests, les génératrices sont utilisées en moteur avec une consigne de vitesse de rotation égale à zéro (blocage électromagnétique des colonnes).

Etape 2 : Translation de l'hydrolienne. Pour sortir l'hydrolienne du conteneur et la placer de sorte à permettre son basculement, le chariot est déplacé sur le pont roulant via une manivelle qui actionne un dispositif de réducteur à chaîne (figure 6-8). Le chariot doit être déplacé jusqu'à l'autre extrémité du canal car la distance entre l'axe de rotation et l'extrémité inférieure de la tour est égale à 6 400 mm, soit 2 400 mm de plus que la moitié du canal. Il n'est donc pas possible de basculer directement la tour au centre du canal. Avant le basculement, le chariot est bloqué en translation mécaniquement à l'aide de vis insérées dans la poutre principale avale.

Etape 3 : Rotation de l'hydrolienne. L'hydrolienne est ensuite immergée en position verticale en actionnant le treuil manuel du vireur, équipé d'un mouflage simple (rapport de réduction de 3). Le vireur est ensuite bloqué en rotation par un verrouillage mécanique.

Etape 4 : Centrage de l'hydrolienne. Le chariot est translaté de sorte à placer la tour dans l'axe du canal, avant verrouillage final et démarrage des turbines.

La sortie de l'hydrolienne se fait dans l'ordre inverse.

6.2 Conception et fabrication du prototype

La conception du prototype a été réalisée dans le cadre de cette thèse, via le logiciel de CAO SolidWorks. L'usinage et le montage ont ensuite été réalisés par la société VALLA, spécialisée dans la fabrication de pièces prototypes (figure 6-12). Les paragraphes suivants présentent les choix de conception réalisés et les procédés de fabrication utilisés. Bien entendu, ces choix sont contextuels à ce prototype et non représentatifs d'une production en série.

Le prototype se compose de deux colonnes contrarotatives, d'une structure de maintien équipée de carénages hydrodynamiques et deux génératrices synchrones à aimants, une par colonne, avec leur dispositif de commande (figure 6-11). Les procédés de fabrication, les matériaux et les composants sont très classiques. Il s'agit essentiellement d'usinage de pièces en aluminium, de tôlerie en acier peint et de composants du commerce.

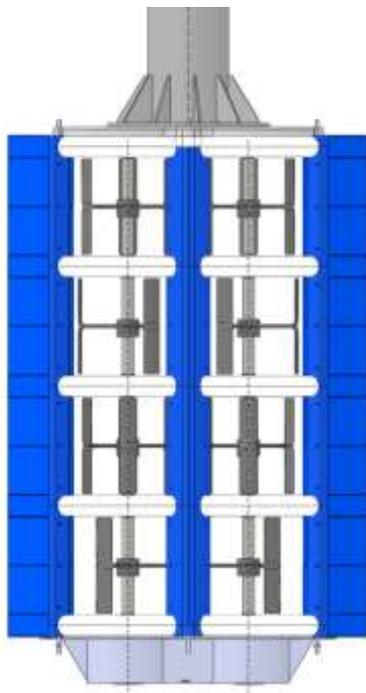


Figure 6-11. Image CAO du prototype



Figure 6-12. Prototype en atelier

6.2.1 Structure de maintien

La structure de maintien de l'hydrolienne est constituée d'un empilement de plaques et de montants usinés dans un aluminium 2017 (AU4G). Cet alliage a été choisi pour ces très bonnes caractéristiques mécaniques ($Re=250$ Mpa) et pour son prix relativement abordable. Sa mauvaise soudabilité ne pose pas de problèmes dans notre application.

La structure « sandwich » est maintenue en compression par des tirants en acier mécanique (nuance C45CD4) sur toute sa hauteur. Cette conception a l'avantage d'être très rigide

et de limiter le nombre de vis. Le choix de l'aluminium, plutôt que l'acier (inox ou peint), a été fait pour faciliter l'usinage et limiter le poids de la structure.

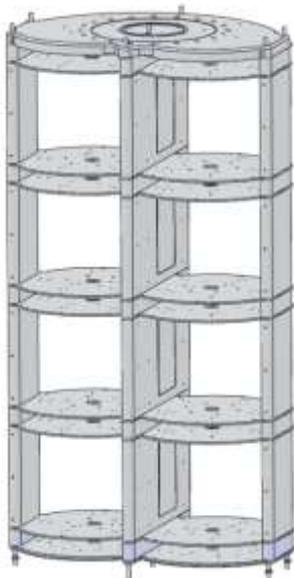


Figure 6-13. Image CAO de la structure de maintien



Figure 6-14. Structure de maintien en atelier

6.2.2 Colonnes de turbines

Sur ce prototype, chacune des deux colonnes possède quatre turbines de 50 cm de diamètre et de hauteur. Elles sont de type Achard à pales droites et sont déphasées angulairement de 30 degrés. Des pales droites ont été choisies car avec quatre roues, il n'est pas nécessaire de choisir des pales en V pour assurer l'auto démarrage et le lissage du couple. En effet, le déphasage angulaire garantit à lui seul la présence constante de pales dans la zone motrice. Il n'y a donc pas de « zones freins » à l'échelle de la colonne. Les roues sont usinées dans de l'aluminium aéronautique (Fortal 7075 T6). C'est un alliage très performant ($Re=400$ Mpa) mais cher qui ne sera pas retenu pour la fabrication en série.



Figure 6-15. Colonne

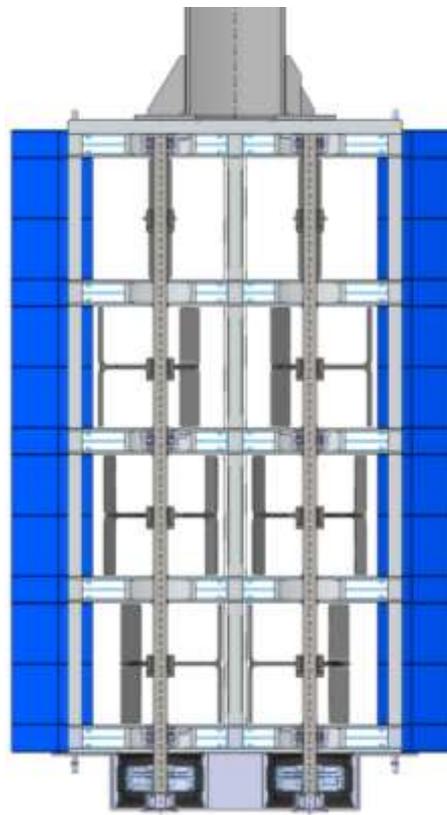


Figure 6-16. Vue en coupe du prototype

Le guidage en rotation de chaque arbre est assuré par trois roulements à billes montés sur des manchons de serrage coniques. L'arbre est un arbre Nichrom® de 60 mm de diamètre sans usinage.



Figure 6-17. Roulement à billes monté sur un manchon de serrage



Figure 6-18. Corps du palier fixé sur la plaque supérieure de l'hydrolienne

6.2.3 Carénages

Les carénages sont en acier peint et sont réalisés en mécano-soudé et tôlerie. Pour créer le squelette de l'aile, des profils 2D sont découpés au laser et soudés à des entretoises en tubes. Une tôle de 2 mm d'épaisseur est ensuite couchée sur ces profils et soudée par points pour constituer la peau de l'aile. L'ensemble est ensuite peint (intérieur et extérieur).

Cette conception permet d'avoir des carénages légers et facilement interchangeables.

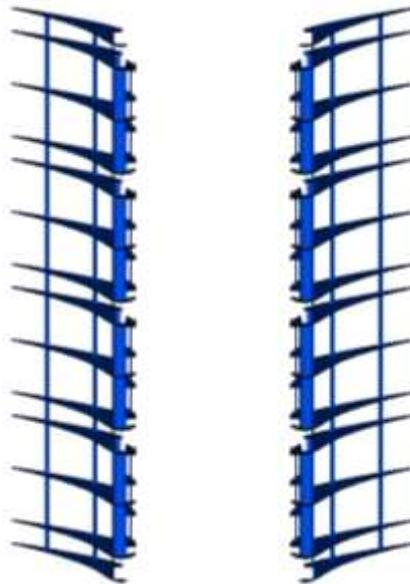


Figure 6-19. Squelette des carénages avant mise en place de la peau en tôle



Figure 6-20. Montage du carénage en atelier

6.2.4 Générateurs électriques

Chaque colonne possède son propre générateur électrique et son propre variateur de vitesse. Le contrôle commande est effectué par le laboratoire G2Elab et présenté dans la thèse de [Hauck, 2011].

Les générateurs choisis sont de type Générateur Synchrone à Aimants Permanents (PMSG en anglais). L'avantage du générateur synchrone par rapport au générateur asynchrone est l'absence de courant réactif de magnétisation. Le champ magnétique du générateur synchrone peut être obtenu par des aimants ou par un bobinage d'excitation conventionnel. Avec un nombre suffisant de pôles, il peut s'utiliser sans boîte de vitesses (gearless en anglais). De plus, il est mieux adapté à la connexion indirecte au réseau de puissance à travers un convertisseur statique, lequel permet un fonctionnement à vitesse variable. Enfin, la caractéristique d'auto excitation du PMSG lui permet de fonctionner avec un facteur de puissance élevé et un bon rendement, ce qui le rend propice à l'application à des systèmes de génération électrique tels que des éoliennes ou des hydroliennes.

Pour des unités de petite taille, ce qui est notre cas, le PMSG est le plus simple et le moins coûteux des générateurs. Au-delà de 50 kW (environ), le générateur synchrone devient plus coûteux et complexe qu'un générateur asynchrone de taille équivalente. Cependant, il conserve ses avantages fonctionnels et sa robustesse, conduisant la grande majorité des développeurs d'hydroliennes à le conserver même pour des puissances de l'ordre du MW.

Les générateurs, de marque Parker, sont livrés en kit (figures 6-21 et 6-22) et implantés sur les lignes d'arbre des colonnes. Ces générateurs existent « sur étagère » et sont habituellement vendus en tant que moteurs couples.

Les rotors sont montés directement sur les lignes d'arbre, via des manchons expansifs et les stators sont fixés sur la plaque inférieure de la structure de maintien. L'entrefer est de 1 ± 0.15 mm.



Figure 6-21. Stator à bobinage triphasé (produit Parker)



Figure 6-22. Rotor à aimants permanents (produit Parker)

6.3 Dimensionnement du prototype

Les calculs sont réalisés en utilisant la méthode des éléments finis. En effet, la complexité des conditions aux limites et de la forme géométrique des corps solides rend en général une solution analytique impossible et fait de la méthode des éléments finis l'approche la plus efficace pour ce type de problème mécanique.

6.3.1 Choix de modélisation du comportement solide

L'analyse mécanique est réalisée à partir des choix de géométrie de roues et de carénages, des chargements associés calculés au chapitre 5, et des choix de matériaux constitutifs. Tout d'abord, cette analyse est envisageable à trois niveaux : d'un point de vue **statique**, où la tenue mécanique est déterminée à partir des chargements critiques ; d'un point de vue **dynamique**, où les forces variables sont confrontées aux modes propres pour étudier le comportement vibratoire de l'hydrolienne ; et d'un point de vue **tenue en fatigue**, où la durée de vie de l'ensemble est estimée à partir du spectre de chargement et de l'endurance du matériau aux sollicitations cycliques.

Pour l'analyse structurelle, les calculs statiques (et non dynamiques) permettant de déterminer la distribution de contraintes à chaque instant est valable si l'échelle de temps de la variation des chargements sur la pale reste très grande par rapport à l'échelle de temps nécessaire à la propagation du champ de contraintes. Ces échelles de temps sont inversement proportionnelles à la vitesse tangentielle des pales pour la variation des chargements et à la vitesse du son à l'intérieur des pales pour la propagation du champ de contraintes. Etant donné que les dimensions caractéristiques sont comparables et que le rapport des vitesses caractéristiques est de l'ordre de 1 000 ($V_{\text{écoulement}} \ll V_{\text{son}}$), des calculs statiques sont pleinement justifiés pour l'analyse structurelle.

Dans cette thèse, seule l'analyse statique et l'analyse du comportement vibratoire seront étudiés. L'analyse de la fatigue est prématurée pour ce prototype car le nombre de cycles auquel sera soumise la machine est limité et l'optimisation du poids, c'est-à-dire la diminution des coefficients de sécurité, n'est pas un objectif en soi. L'analyse à la fatigue sera à réaliser à partir du cahier de charges de la machine industrielle.

6.3.1.1 Interaction fluide-structure : choix du couplage faible

Le dimensionnement mécanique du prototype est réalisé à partir des chargements hydrodynamiques obtenus dans le Chapitre 5. Mais en toute rigueur, les aspects hydrodynamiques et structuraux sont couplés entre eux car l'évolution de l'un de ces aspects dépend de celle de l'autre. Ainsi, la déformation du solide affecte, au moins localement, les champs de vitesse et de pression du fluide et, par conséquent, la direction et l'intensité des forces hydrodynamiques : ce cycle des interactions entre le fluide et les pales est caractéristique du couplage entre les deux milieux.

Cependant, dans le cas des turbines étudiées, dotées d'une rigidité élevée, la déformation des pales à une position angulaire donnée est minime et peut être négligée. En effet, c'est le déplacement de corps rigide des pales dû à la rotation de la turbine qui modifie considérablement les champs de vitesse et de pression du fluide au voisinage des profils. Pour cette raison, seule l'action du fluide sur le solide peut être considérée : c'est le couplage faible. Le principal avantage du couplage faible est la réalisation indépendante des calculs fluides et solides. Une fois les champs de vitesse et de pression obtenus à partir d'une analyse fluide, la répartition des contraintes au sein des pales peut être déterminée en effectuant une analyse solide ultérieure et unique.

Le couplage fort requiert des moyens de calculs importants et n'a pas été envisagé dans le cadre de cette thèse. Le couplage fort est important pour prédire précisément le comportement vibratoire des machines, surtout en ce qui concerne le flottement, quand les efforts périodiques engendrés par l'écoulement déforment les pales, pouvant entraîner la rupture par fatigue suite à l'excitation des modes propres de la structure [Moffatt, et al., 2005].

6.3.1.2 *Etat de l'art des études de type structurel réalisées sur des turbines à flux transverse*

L'analyse structurelle des turbines à flux transverse a commencé lors de la construction d'éoliennes de taille plus importante que la première génération. Les problèmes à traiter étaient plutôt liés à la force centrifuge résultant des vitesses de rotation élevées. La connaissance de la réponse de la structure aux sollicitations cycliques était aussi essentielle pour éviter l'effondrement de la structure. Ces premières études étaient toutes fondées sur la méthode des éléments finis, qui est l'approche la plus efficace pour réaliser des analyses structurelles.

[Weingarten, et al., 1976] et [Sullivan, 1976] sont les premiers à employer la méthode des éléments finis pour modéliser le comportement mécanique des turbines à flux transverse. A l'aide d'un modèle composé d'une centaine d'éléments poutre (1D), ils ont déterminé la répartition de contraintes tout au long d'une pale de forme troposkienne. Cette répartition a été validée expérimentalement par [Watson, 1979]. Les premières analyses dynamiques datent de la même époque, comme le confirment les travaux de [Biffle, 1976] et [Ham, 1976].

La méthode des éléments finis 1D a été définitivement validée par des mesures expérimentales d'éoliennes à des tailles encore plus importantes. [Berg, 1984] discute le développement de trois logiciels utilisés pour la conception de machines. A partir d'un choix de paramètres géométriques, un des logiciels estime le rendement économique basé sur les coûts de fabrication en fonction de l'énergie produite. Les deux autres analysent mécaniquement la turbine définie par ces mêmes paramètres.

Une modélisation analytique a été proposée par [Rosen, et al., 1985]. Cette approche est moins coûteuse que la méthode des éléments finis et suffisamment précise pour le développement industriel des machines. En revanche, elle ne prend en compte que les chargements centrifuge et gravitationnel agissant sur la pale.

Le développement des ordinateurs a permis l'utilisation de modèles plus réalistes, constitués d'éléments finis de type plaque (2D). [El Chazly, 1993] a réalisé une analyse statique et dynamique de trois géométries de pale conçues pour des éoliennes à axe horizontal. L'analyse d'une pale à corde constante modélisée par éléments 2D a été validée par un modèle plus simple, constitué d'éléments poutre. Les résultats démontrent la supériorité structurelle des pales effilées et vrillées. [Bechly, et al., 1997] décrivent l'optimisation d'une pale d'éolienne de 2,5 m en composite en utilisant la méthode des éléments finis. Les modèles numériques sont constitués de 500 éléments de type hexaèdre (3D) et 2400 éléments de type coque (2D), dont la formulation est compatible avec les

matériaux composites multicouches. La validation des modèles numériques a été réalisée par la confrontation aux mesures expérimentales sur deux pales, testées statiquement en flexion et dynamiquement en vibration. Une série de calculs a permis ensuite de trouver l'orientation optimale des fibres pour minimiser la déformation de bout d'aile et les contraintes au sein de la pale.

Aujourd'hui, des études détaillées sont réalisées en employant la méthode des éléments finis, fondée sur des modèles contenant des dizaines voire des centaines de milliers d'éléments. L'augmentation de la taille des pales, comme discutée par [Jensen, et al., 2006], requiert une analyse plus précise de la structure, en intégrant des conditions de fonctionnement de plus en plus extrêmes. On trouve des travaux qui prennent en compte la tenue en fatigue des pales ([Kong, et al., 2005]) et l'endommagement des pales suite au décollement produit entre les couches du matériau composite ([Overgaard, et al., 2010] et [Overgaard, et al., 2010]).

Finalement, la méthode des éléments finis devient une approche largement acceptée pour prédire le comportement mécanique des pales. Actuellement, son coût réduit par rapport aux tests expérimentaux favorise son utilisation courante dans les phases de conception.

6.3.1.3 Elasticité linéaire et éléments finis : principales étapes de calcul

L'analyse structurelle par la méthode des éléments finis est utilisée pour déterminer trois champs dépendants entre eux (déplacements, déformations et contraintes) sur un domaine déformable supposé élastique linéaire qui représente un corps solide en équilibre statique. Ce corps peut être soumis à une densité volumique d'efforts, à une densité surfacique de traction ou de compression sur une partie de sa frontière et à un déplacement imposé sur une autre partie de la frontière. Une multitude d'ouvrages discutent de la méthode des éléments finis ; l'ouvrage de [Zienkiewicz, et al., 2005] constitue une bonne référence. Un exposé général des principales étapes de calcul concernant l'analyse structurelle par la méthode des éléments finis est maintenant présenté.

En tenant compte de l'action des efforts extérieurs, il est possible d'écrire les équations d'équilibre statique à l'intérieur du corps en fonction du tenseur de contraintes. Ce tenseur est relié aux déformations par les lois constitutives, caractéristiques du comportement mécanique du matériau constituant le corps. Pour un matériau élastique linéaire, homogène et isotrope, la relation contrainte-déformation dépend uniquement de deux constantes strictement positives appelées coefficients de Lamé. Ces deux coefficients sont fonction du module d'Young et du coefficient de Poisson du matériau. Les déformations peuvent être écrites en fonction des déplacements par des relations de compatibilité, obtenues à partir de considérations géométriques. Ces relations se simplifient considérablement sous l'hypothèse de petites perturbations, i.e. petits déplacements et petites rotations.

En rassemblant ces trois types d'équations (équilibre, constitutive et compatibilité), on aboutit à la formulation forte ou locale d'équilibre du problème, où le champ de déplacement est la seule

inconnue à déterminer. Pour un matériau élastique linéaire, homogène et isotrope, le problème mécanique est régi par un système elliptique d'équations aux dérivées partielles du second ordre.

Les trois points essentiels de la méthode des éléments finis utilisée pour résoudre les problèmes mécaniques sont : (1) l'application de la formulation variationnelle à une petite partie du domaine définie par un élément fini, (2) la solution approchée de la formulation variationnelle au sein d'un élément fini à travers l'utilisation des fonctions de forme et méthodes d'intégration numérique appropriées et (3) la procédure d'assemblage, où la contribution de chaque élément fini est prise en compte dans le système global.

L'interprétation mécanique de la formulation variationnelle est le Principe des Travaux Virtuels. Il traduit le fait qu'à l'équilibre, le travail virtuel des forces internes doit être équivalent au travail virtuel des forces externes, et, parmi tous les champs cinématiquement admissibles, celui qui minimise l'énergie potentielle du système correspond à la solution exacte. Donc, au lieu d'exprimer l'équilibre à tout point de la structure, la formulation faible examine le bilan d'équilibre en moyenne au niveau de chaque petite partie de la structure, qui est en fait définie par un élément fini.

La solution approchée de la formulation variationnelle consiste à écrire le champ de déplacement à l'aide de fonctions de forme (aussi connues sous le nom de fonctions de base ou d'interpolation). Le déplacement est donné par la sommation de coefficients à déterminer multipliés par ces fonctions de forme. Dans la plupart des cas, lors de la formulation de l'élément fini, les fonctions de forme sont choisies pour que les coefficients inconnus correspondent aux déplacements / rotations aux nœuds. La formulation variationnelle utilise alors l'intégration numérique sur le domaine d'un élément fini pour constituer un système linéaire élémentaire du type $[K^{élé}] \{U^{élé}\} = \{F^{élé}\}$, où $[K^{élé}]$ représente la matrice de rigidité de l'élément fini, $\{U^{élé}\}$ les déplacements / rotations nodaux inconnus et $\{F^{élé}\}$ les forces agissant sur les nœuds.

La contribution de chaque élément fini est prise en compte lors de l'assemblage du système global. Cet assemblage assure le passage de la représentation locale (au niveau d'un élément fini) à la représentation globale (ensemble d'éléments finis). Il est réalisé de façon coordonnée selon la disposition des éléments finis définie par le maillage, qui représente en quelque sorte la discrétisation spatiale du domaine en petits éléments polygonaux de façon à ne créer ni de recouvrement ni de trou. Le résultat de l'opération d'assemblage est un système linéaire global, dont les inconnues sont calculables numériquement par une méthode directe ou itérative. Ensuite, les tenseurs de déformations et de contraintes dans l'ensemble du domaine peuvent être calculés, respectivement par la loi de compatibilité et par la loi constitutive.

6.3.1.4 Outils informatiques mis en œuvre

Les calculs de structure présentés dans ce mémoire sont réalisés avec le code **Abaqus**. C'est un code de calcul basé sur la méthode des éléments finis utilisé pour les simulations numériques de structures. Il est composé de deux solveurs distincts : Abaqus/Standard (algorithme statique

implicite) et Abaqus/Explicit (algorithme dynamique explicite). Tous les calculs solides présentés dans cette thèse ont été réalisés avec le solveur Abaqus/Standard.

6.3.1.5 *Chargements utilisés*

L'analyse mécanique de l'hydrolienne est réalisée en 3D à partir du chargement hydrodynamique issu des calculs fluides 2D du Chapitre 5. Le cas critique pour le dimensionnement en matière de chargement hydrodynamique est le cas de la turbine carénée (section 5.6).

Dans un premier temps, il s'agit de déterminer le régime hydrodynamique critique pour la tenue mécanique des pales de turbines. De manière très simplifiée, deux conditions de fonctionnement principales peuvent être distinguées :

- 1) *Régime de fonctionnement dit nominal, c'est-à-dire à rendement hydrodynamique maximal* : à courant amont fixé, la vitesse de rotation imposée à la turbine permet de maximiser la récupération de puissance mécanique à partir de la puissance fournie par le fluide en mouvement. Pour positionner le fonctionnement hydrodynamique de la turbine à ce régime, il faut asservir la vitesse de rotation à une valeur déterminée par le paramètre λ optimal (cf. section 3.1.3.2) en imposant un couple résistant sur l'axe de rotation. A ce régime de fonctionnement, le chargement hydrodynamique prédomine largement sur le chargement centrifuge ;
- 2) *Régime de fonctionnement dit à l'emballement* : à courant amont fixé, la vitesse de rotation de la turbine est maximale à cause d'une défaillance technique de l'asservissement. Pour positionner le fonctionnement hydrodynamique de la turbine à ce régime, il ne faut pas de couple résistant appliqué sur l'axe de rotation. On utilise également le terme de « roue libre ». A ce régime de fonctionnement, le chargement centrifuge est équivalent au chargement hydrodynamique.

La méthode de dimensionnement utilisée dans cette thèse peut s'appliquer à tous les régimes de fonctionnement.

Pour l'analyse statique, on se limitera à l'étude de celui dit nominal car ce dernier constitue la principale condition de fonctionnement de la turbine. En effet, même s'il ne faut pas oublier que la force centrifuge augmente avec le carré de la vitesse de rotation, le régime de fonctionnement dit à l'emballement est moins critique pour la flexion des pales. Premièrement, parce que les forces de portance sont plus faibles à cause de l'angle d'incidence qui diminue (réduction des efforts de flexion) et deuxièmement parce que les forces hydrodynamiques et centrifuges s'opposent dans la zone amont de la turbine, réduisant ainsi la flexion des pales dans la zone critique (figure 6-23).

Pour l'analyse du comportement vibratoire, c'est bien le régime d'emballement qu'il faudra considérer car c'est lui qui donne les fréquences d'excitation les plus hautes.

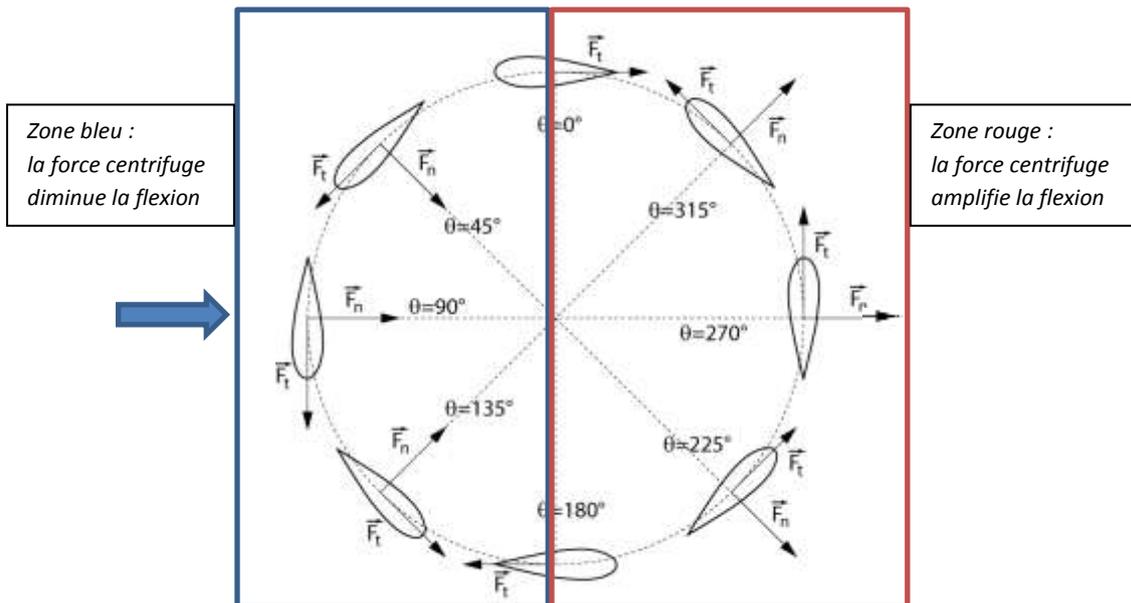


Figure 6-23. Impact de la force centrifuge sur la flexion des pales

6.3.2 Dimensionnement des turbines

6.3.2.1 Modèles éléments finis

Les maillages solides utilisés pour la turbine sont représentés sur la figure 6-24. Seule la moitié de la turbine est modélisée afin de restreindre le nombre d'éléments. Une condition de symétrie, qui empêche le déplacement vertical des nœuds, est appliquée sur la surface inférieure (plan de symétrie) de la turbine.

Les éléments sont composés chacun d'environ 110 000 éléments finis paraboliques, dont le matériau constitutif est l'aluminium ($E = 70 \text{ GPa}$ et $\nu = 0,3$). Les pales et les bras sont représentés par des prismes triangulaires (C3D15), tandis que le moyeu et le raccordement bras-pale sont modélisés par des tétraèdres (C3D10).

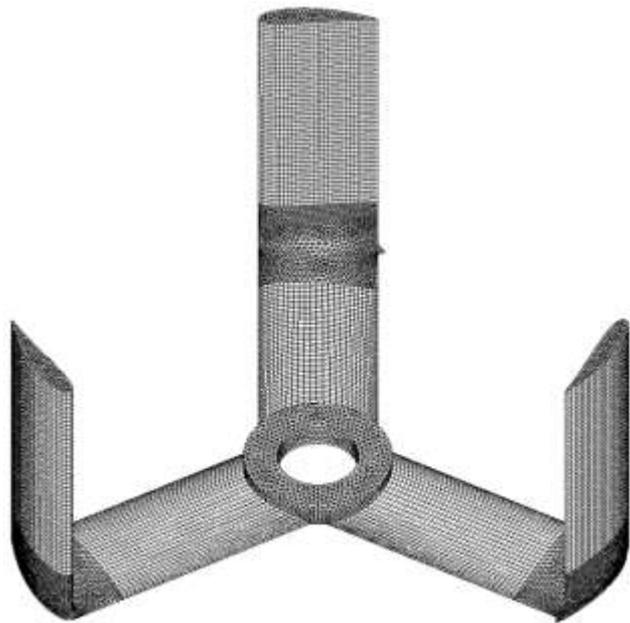


Figure 6-24. Maillages solides 3D des turbines

Une condition limite de type encastrement est placée sur la surface interne du moyeu (liaison infiniment rigide avec l'arbre). Cette condition est justifiée car dans la réalité, ce sont des manchons expansibles montés dans des alésages ajustés qui assurent cette liaison.

6.3.2.2 Application des chargements hydrodynamiques et centrifuges

Les champs de pression provenant des calculs hydrodynamiques 2D de la section 5.6 sont appliqués automatiquement sur le modèle solide à l'aide d'une routine développée en langage Visual Basic for Applications (VBA), en tenant compte des hypothèses discutées dans la section précédente. Chaque face d'élément fini qui se trouve sur la surface extérieure de la demi-pale se voit attribuer une pression qui correspond à sa position.

La nature bidimensionnelle du calcul réalisé avec Fluent implique que la composante de vitesse perpendiculaire au plan du domaine de calcul est nulle. Par conséquent, aucun phénomène hydrodynamique 3D n'est pris en compte, notamment les tourbillons d'interférence du raccordement bras-pale et les tourbillons marginaux de bout d'aile. Les efforts hydrodynamiques calculés en 2D correspondent à une pale droite à corde constante et hauteur infinie. Du point de vue mécanique, l'application de ces chargements 2D surestime légèrement les chargements car les phénomènes tridimensionnelles diminuent les champs de pression. Pour quantifier cette surestimation, nous avons étudié le cas de la turbine non carénée simulée avec des chargements issus des calculs fluides 2D et 3D réalisés au LEGI dans le cadre de la thèse de [Amet, 2009].

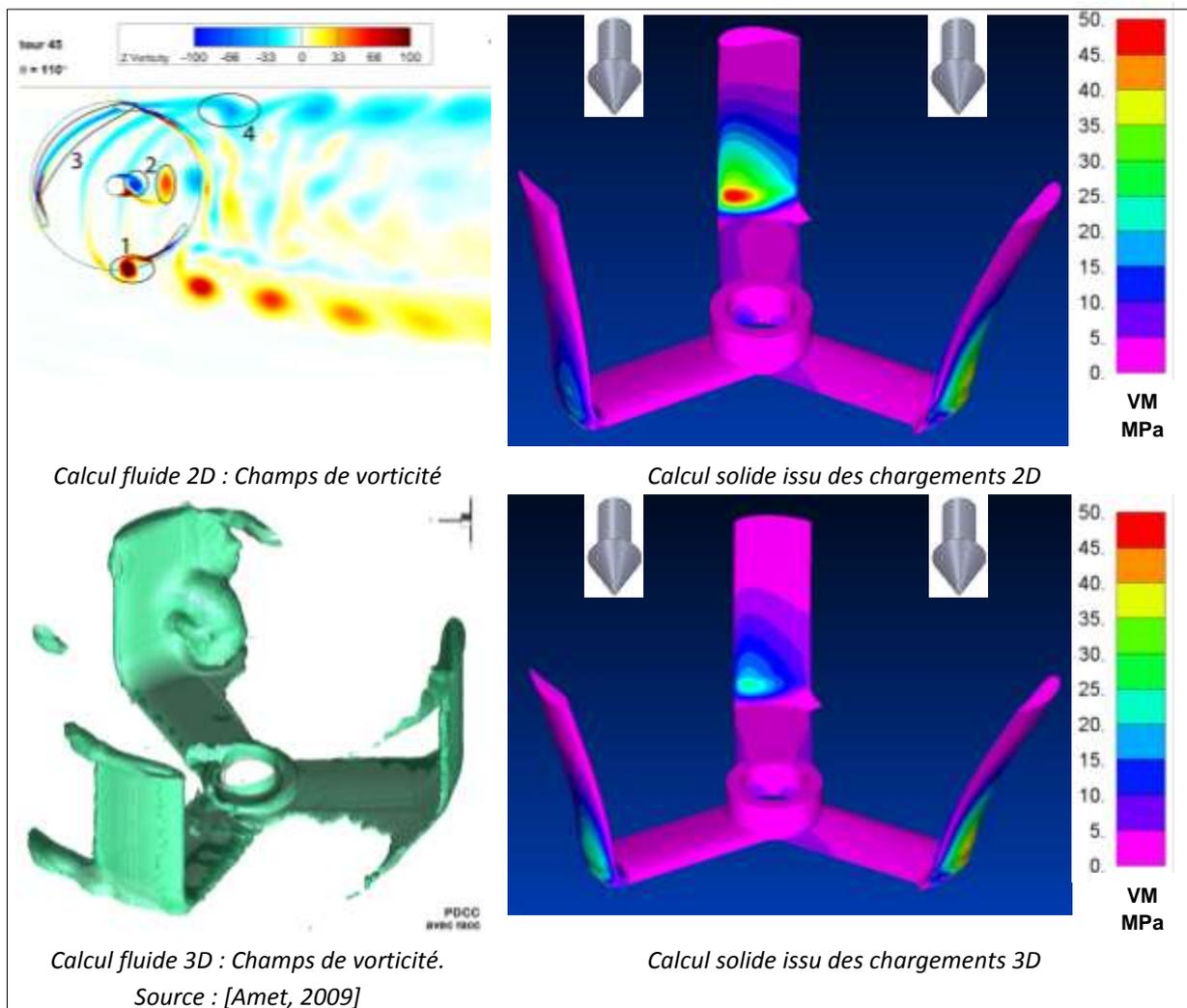


Figure 6-25. Comparaison des résultats de calcul d'une demi-turbine nue réalisé avec des chargements 2D et 3D

La figure 6-25 montre le résultat du calcul de structure avec les deux cas de chargements, 2D et 3D, accompagnés des chargements centrifuges. Les résultats indiquent que la non prise en compte des phénomènes 3D surestime la valeur des contraintes de 20 %.

6.3.2.3 Calcul de la répartition des contraintes

6.3.2.3.1 Méthode utilisée pour le prototype

La sollicitation la plus sévère pour la turbine est la flexion alternée de la pale au cours de la rotation car elle fait travailler le matériau alternativement en compression et en traction, entraînant ainsi des phénomènes de fatigue.

La méthode de dimensionnement privilégiée dans cette thèse consiste à analyser les efforts hydrodynamiques sur un tour, en particulier la contribution normale à la pale, et de repérer la position angulaire critique pour la pale pour réaliser ensuite un calcul solide unique correspondant à cette position angulaire. Les efforts hydrodynamiques s'exerçant sur les pales sont calculés pour chaque position angulaire en intégrant le champ de pression sur la surface mouillée de la pale. En notant p la pression, \vec{n} le vecteur normal à la surface S et \vec{OP} le vecteur distance entre le point de référence O et le point d'application de la pression P , les forces et les moments sont alors définis par les équations 6-1 :

$$\vec{F}_{hydro} = \int p \vec{n} dS \qquad \vec{M}_{hydro} = \int p \vec{n} \wedge \vec{OP} dS \qquad (6-1)$$

La force centrifuge doit également être prise en compte pour la recherche de la position angulaire critique car elle s'oppose à la force hydrodynamique dans la zone amont et s'additionne dans la zone aval. En effet, lorsque la turbine est en rotation, la force centrifuge agit sur la direction radiale, positive (dirigée vers l'extérieur) dans le repère relatif lié à la pale, et sa valeur ne dépend pas de la position angulaire. Pour un corps solide de volume V constitué d'un matériau homogène de masse volumique ρ tournant à une vitesse de rotation ω autour d'un axe A dont \vec{AP} est le vecteur distance perpendiculaire entre l'axe A et un point P du corps et \vec{OP} le vecteur distance entre le point de référence O et un point P du corps, les forces et les moments centrifuges sont définis par les équations 6-2 :

$$\vec{F}_{cent} = \int \rho \omega^2 \vec{AP} dV \qquad \vec{M}_{cent} = \int \rho \omega^2 \vec{AP} \wedge \vec{OP} dV \qquad (6-2)$$

En analysant les efforts exercés sur la pale lors d'une révolution complète, on obtient la position critique lorsque la pale est dans l'axe de l'écoulement ($\Theta=88^\circ$ sur le repère de la figure 3-4).

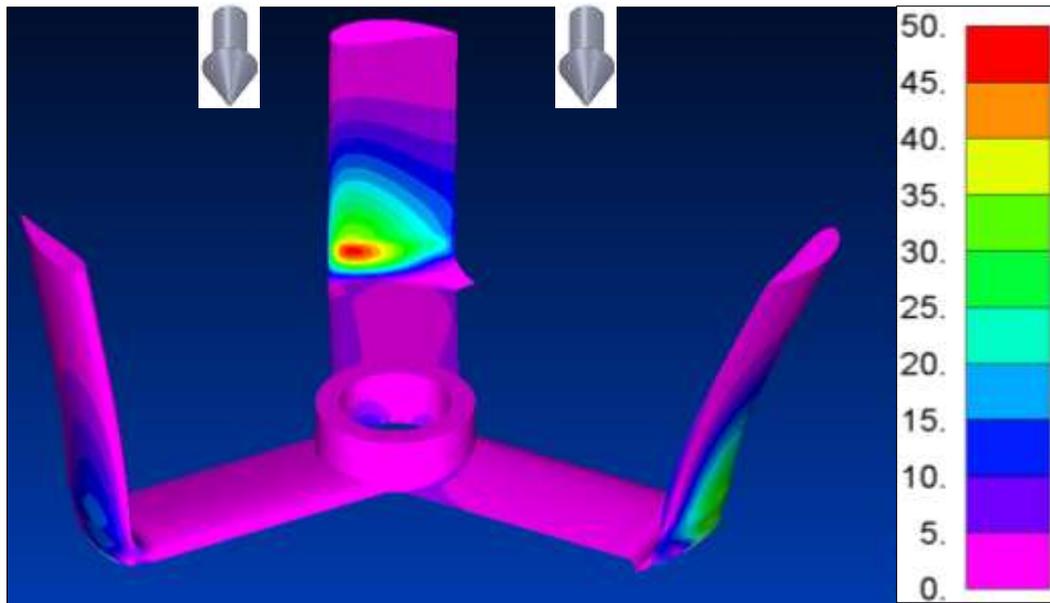


Figure 6-26. Simulation solide dans la position angulaire critique - Contraintes de Von Mises

La figure 6-26 montre les résultats du calcul avec la demi-roue dans la position angulaire critique. Afin de bien visualiser la zone de concentration de contrainte en compression, l'image montre la demi-roue avec l'eau arrivant de derrière. On constate que la compression maximale est obtenue sur la zone intérieure du pied de pale lorsque celle-ci est en flexion intérieure. Respectivement, la traction maximale est obtenue sur la zone externe du pied de pale, dans cette même position angulaire.

Paradoxalement, c'est donc dans la zone où la force hydrodynamique et la force centrifuge s'opposent que la flexion est la plus grande. Cela signifie que la force hydrodynamique est prédominante à la force centrifuge (contrairement aux éoliennes) et que la force centrifuge permet de diminuer la contrainte maximale rencontrée sur un tour. Si, au contraire, la zone critique avait été dans la zone aval de la turbine, là où les forces hydrodynamiques et centrifuge s'additionnent, la force centrifuge aurait été un handicap dans le dimensionnement. La conclusion sur le choix du matériau peut paraître surprenante : dans la position angulaire critique, un matériau plus léger que l'aluminium augmenterait les contraintes maximales en pied de pale!

Pour le dimensionnement du prototype, la méthode de recherche de la position angulaire critique, et la réalisation d'un calcul unique, est bien adaptée. En effet, le nombre d'heures de fonctionnement et le nombre de cycles associé sont faibles, et le prix du matériau n'est pas contraignant dans ce contexte de pièce unitaire. Un aluminium aéronautique de type Fortal 7075 T6 a été choisi pour ses propriétés mécaniques et sa qualité d'usinabilité. La limite en fatigue à 10^8 cycles est de 150 MPa, ce qui permet de garantir un coefficient de sécurité de 3, et beaucoup d'heures d'essais en perspective !

6.3.2.3.2 Méthode à utiliser pour le dimensionnement à la fatigue

Pour le dimensionnement en fatigue à grand nombre de cycles, il est nécessaire de réaliser des calculs solides sur un tour complet de la turbine et de construire l'enveloppe des contraintes.

Dans notre cas, un calcul tous les 5 degrés donne des résultats suffisamment précis. Il faut donc réaliser 72 calculs au total, avec à chaque fois le chargement fluide correspondant et la force centrifuge. Pour limiter le nombre de calculs, il est possible de ne réaliser les calculs que sur 120 degrés, soit 24 calculs, et de combiner les champs de contraintes obtenus sur les trois pales déphasées de 120 degrés pour reconstruire l'enveloppe des contraintes sur un tour complet.

La figure 6-27 montre les enveloppes minimale et maximale de la contrainte σ_{zz} obtenues à partir de calculs représentatifs d'un tour complet de la turbine.

La composante σ_{zz} est largement prépondérante, même dans des zones marquées par des concentrations de contraintes. C'est pourquoi cette composante a été tracée au lieu de la contrainte équivalente de Von Mises. On observe de façon générale que les pales sont sollicitées principalement en flexion radiale, avec apparition d'une zone de compression et d'une zone de traction situées de part et d'autre de la fibre neutre. La majorité des éléments finis de l'enveloppe correspondent aux positions angulaires critiques de moment de flexion radiale.

Les résultats de contrainte maximum sont très proches de ceux obtenus avec le calcul avec la position angulaire critique (moins de 5% d'écart). Ce résultat est logique car le mode de sollicitation principale de la pale est la flexion. Les contraintes minimales et maximales sont donc obtenues pour la même position angulaire de la pale.

6.3.2.3.3 Méthode à utiliser pour les pales en V

Pour extrapoler la méthode à des géométries de pales en V, et appliquer les résultats des simulations 2D à ces pales, il faut introduire une hypothèse supplémentaire relative à l'angle d'enroulement γ , défini dans la section 3.1.2.3. En effet, le champ de pression associé à une section

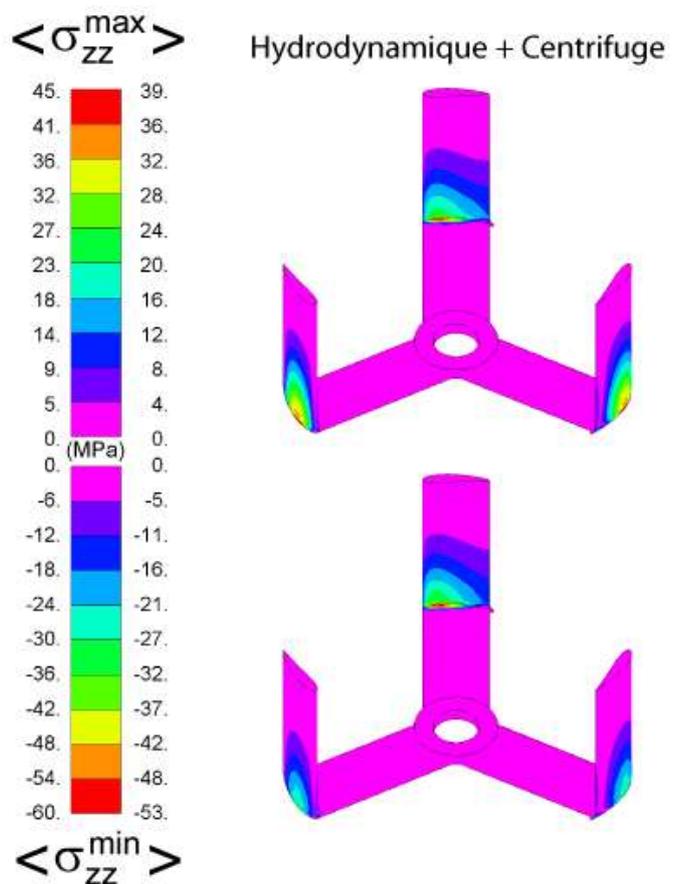


Figure 6-27. Enveloppe des contraintes σ_{zz} sur un tour

transversale dépend de la position angulaire θ du point situé au milieu de la corde c du profil (figure **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**).

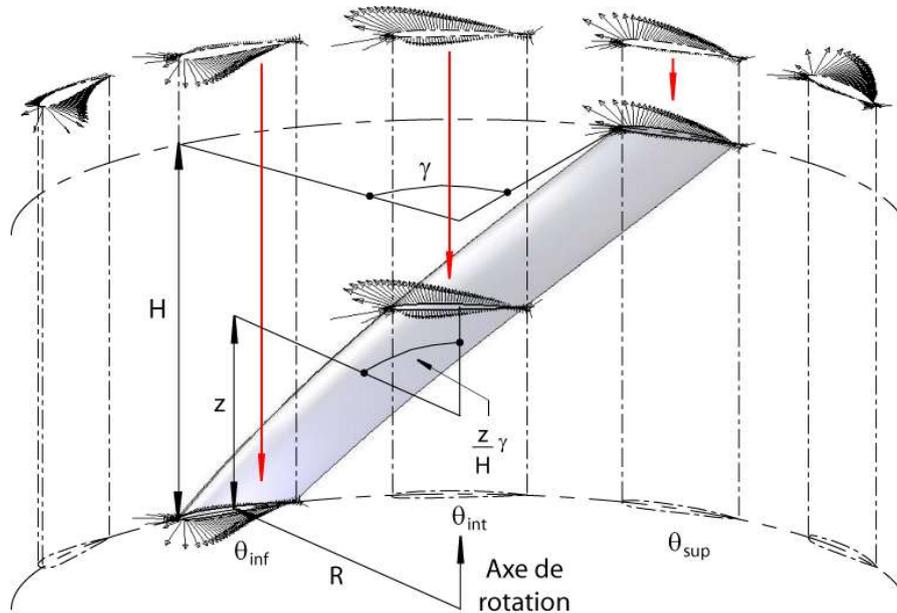


Figure 6-28. Le champ de pression associé à une section transversale dépend de la position angulaire θ du point situé au milieu de la corde c du profil.

En considérant que la position angulaire au niveau de l'emplanture de l'aile est définie par θ_{inf} , alors la position angulaire θ du champ de pression correspondant le long du plan z en fonction de la hauteur H et de l'angle d'enroulement γ de la pale est donnée par l'équation 6-3. Si la position angulaire de la section considérée ne correspond pas tout à fait au champ de pression d'un angle pour lequel le calcul a été effectué, une interpolation linéaire est réalisée entre les deux champs de pression associés aux positions angulaires les plus proches de celle considérée.

$$\theta = \theta_{inf} - \frac{z}{H} \gamma \quad (6-3)$$

Il est important de souligner que cette méthode ne prend pas en compte l'influence des sections adjacentes selon la direction Z . Les pales sont ainsi chargées en ajoutant un ensemble de champs de pression 2D. En supposant que l'écoulement est bidimensionnel, un effort $E^{pale\ 3D}$ subi par une pale 3D peut être estimé à partir de la somme des efforts $E^{section\ 2D}$ subis par l'ensemble des sections 2D qui la composent. La procédure est mathématiquement exprimée par l'équation 6-4 :

$$E^{pale\ 3D}(\theta^{3D}) = \int_0^H E^{section\ 2D}(\theta^{2D}) dz \quad (6-4)$$

En réalité, du point de vue hydrodynamique, l'angle d'enroulement γ change la circulation selon l'envergure de la pale. Cette modification affecte le champ de pression et par conséquent le chargement hydrodynamique s'exerçant sur la pale. Le travail de [Vad, 2004] montre qu'une pale hélicoïdale est moins chargée hydrodynamiquement qu'une pale droite à corde constante. L'auteur propose d'ailleurs une loi en fonction des angles des bords d'attaque et de fuite qui relie la portance des pales hélicoïdales à celle développée par des pales droites. Il explique la réduction de la portance

en considérant les composantes de vitesse parallèle et perpendiculaire au bord d'attaque. D'après lui, seule la composante de vitesse perpendiculaire au bord d'attaque contribue à la portance, l'énergie de la composante parallèle étant dissipée au sein de l'écoulement. On peut ainsi conclure que le résultat issu de la méthode adoptée ici pour la prise en compte de la dimension longitudinale maximise le chargement appliqué sur toutes les géométries de pales et constitue, en conséquence, une borne supérieure pour le dimensionnement mécanique.

Puisqu'elle se fonde uniquement sur des considérations géométriques et néglige l'écoulement axial, cette méthode quasi-tridimensionnelle (ou « méthode 2,5D ») prévoit le même rendement pour toutes les turbines disposant de pales de même corde moyenne, indépendamment de l'angle d'enroulement γ – ce rendement est égal à celui obtenu en 2D. Par conséquent, cette approche est utile pour étudier le comportement mécanique des pales, mais elle n'est pas adaptée pour la détermination des coefficients de puissance d'une turbine.

6.3.3 Dimensionnement de l'hydrolienne complète

6.3.3.1 Construction du maillage

Toutes les pièces mécaniques de l'hydrolienne, excepté les roues et les paliers, sont maillées indépendamment avec des éléments quadratiques de taille semblable. Les pièces sont ensuite connectées via des lois de contact de type contact sans glissement. Certaines pièces en polymère du prototype, uniquement présentes à des fins hydrodynamiques, sont exclues de la modélisation. En effet, ces pièces sont souples et légères et ne participent pas à la tenue mécanique de l'ensemble. Les roues ne sont pas modélisées en 3D car cela augmenterait considérablement le nombre d'éléments du modèle. De plus, le dimensionnement de la roue est déjà réalisée isolément (section précédente). Pour modéliser les roues, un élément rigide est fixé aux éléments de l'arbre situés sur la hauteur du moyeu de la turbine, sur lequel on applique une masse ajoutée équivalente à celle de la turbine, ainsi que le torseur d'efforts obtenu dans les calculs fluides de la section 5.6.

Les paliers sont également modélisés à l'aide d'éléments rigides et leur masse est considérée négligeable pour la modélisation de la structure. Pour chaque palier, un premier élément rigide situé au centre de la zone de l'arbre où est fixée

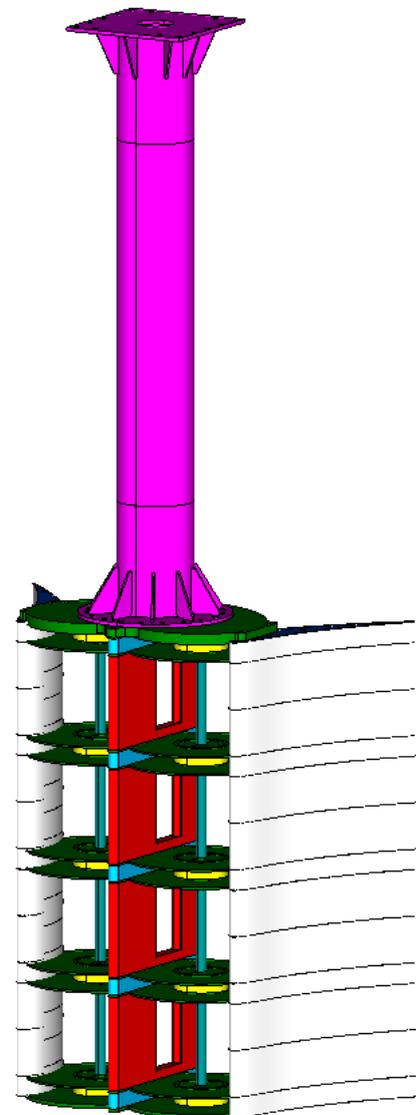


Figure 6-29. Ensemble des pièces à modéliser

la bague intérieure du roulement est lié à un autre situé au centre de la zone support de la bague extérieure du roulement (zoom de la figure 6-33). Avec cette méthode, une liaison totalement rigide est créée, négligeant ainsi la souplesse intrinsèque du palier.

Avant d'être validé, ce choix de modélisation a été comparé avec une solution plus réaliste consistant à créer huit éléments de raideur positionnés radialement de sorte à lier l'élément rigide de l'arbre et la zone d'appui fixe (6-30). La raideur imposée à chacun de ces éléments est de 2.10^8 N/m, afin d'obtenir une raideur radiale moyenne de 2.10^9 N/m (données constructeur des roulements). Des résultats sensiblement identiques à ceux des paliers parfaitement rigides ont été obtenus (variations maximales de 0,5% en statique et 2% en dynamique).

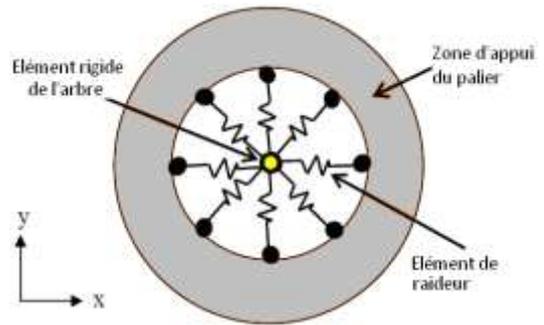


Figure 6-30. Modélisation du palier avec des éléments raideur

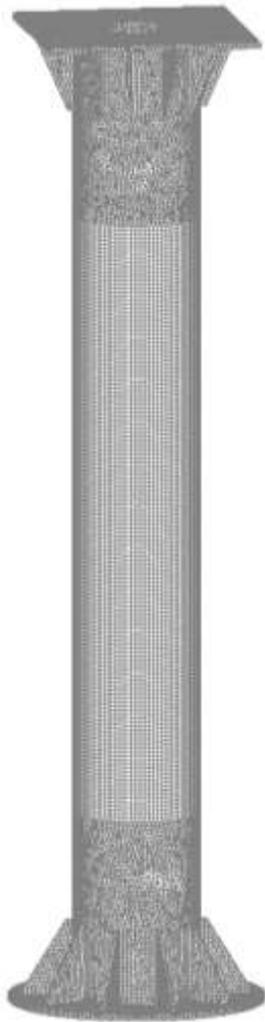


Figure 6-31. Fût en acier

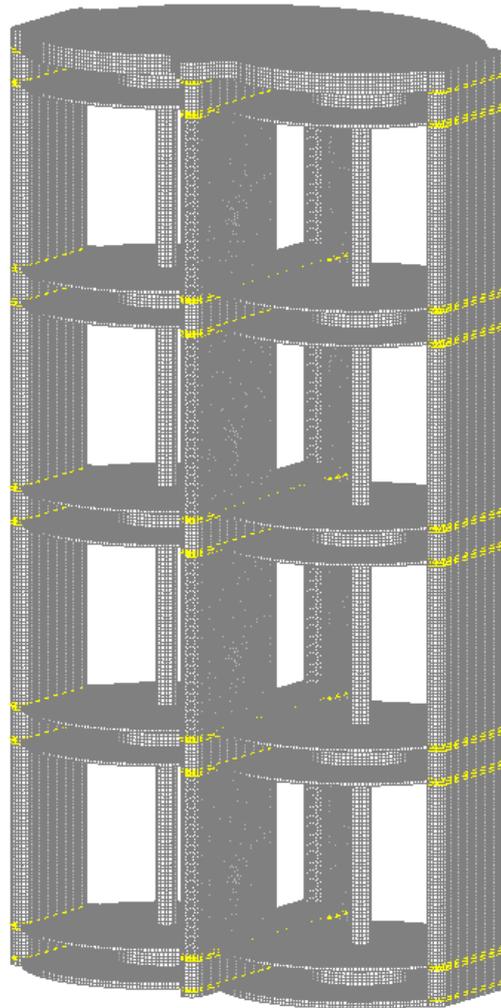


Figure 6-32. Structure de maintien en aluminium et arbres en acier

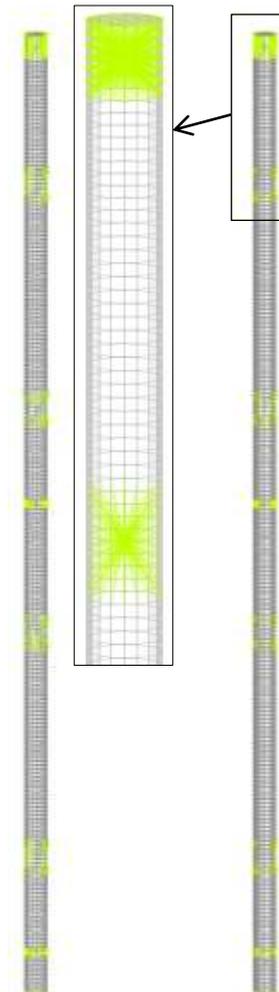


Figure 6-33. Arbres en acier

Le maillage des pièces volumiques est réalisé de sorte à être le plus structuré possible et en utilisant des mailles de taille identique sur toutes les pièces (figures 6-31 à 6-34). Les éléments privilégiés sont de type solides paraboliques (C3D20), tant que la géométrie le permet. Dans les zones plus complexes, des éléments de type prismes triangulaires (C3D15) sont utilisés.

Les carénages sont modélisés avec des éléments solides pour la partie structurale, appelée « squelette » par la suite (figure 6-34), et des éléments plaques pour la tôle de recouvrement, que nous appellerons ensuite « peau » (figure 6-35). Les 7 tirants de précontrainte de la structure sont modélisés à l'aide d'éléments solides paraboliques (C3D20).

Sur chaque tirant, une section de 100 mm de long est modélisée par un élément poutre relié à deux éléments rigides simulant la mise en précontrainte de la structure lors du serrage des tirants (figure 6-36).



Figure 6-34. Architecture du carénage

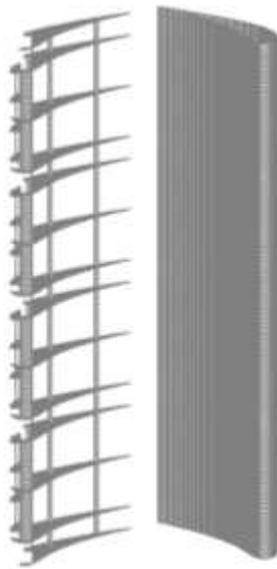


Figure 6-35. Peau du carénage

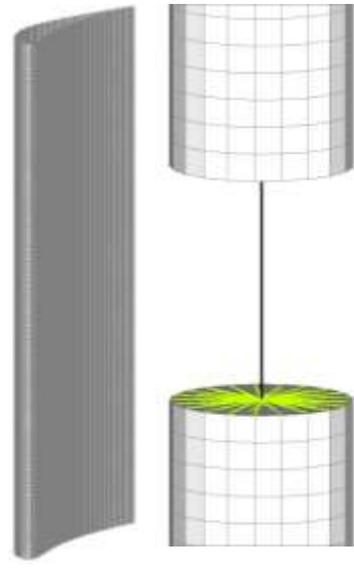


Figure 6-36. Tirant

6.3.3.2 Conditions limites

Les conditions limites sont appliquées sur la face supérieure du fût. Pour le dimensionnement statique de l'hydrolienne, il s'agit simplement d'un encastrement rigide (figure 6-37). Pour le dimensionnement dynamique, la souplesse de la plateforme et du chariot-vireur à laquelle est fixé le fût de l'hydrolienne joue un rôle important dans le calcul des modes propres de la structure, en particulier les modes basse-fréquence de type « corps rigide ». Il est donc nécessaire de modéliser la raideur de liaison de la plaque supérieure du fût plutôt que d'appliquer un encastrement infiniment rigide. La modélisation du portique, réalisée par un bureau d'études extérieur, donne une raideur de 10^8 N/m. Pour appliquer cette raideur, la liaison est modélisée par 4 éléments rigides avec 3 raideurs selon chacun des axes x , y , z . L'hypothèse sur les rigidités de liaison équivalente en module dans les trois directions reste une approximation sachant que la raideur maximale de liaison doit contrecarrer

les efforts dans le sens de l'écoulement de l'eau à travers la structure, notamment d'un point de vue statique lors des phases de mises à l'eau. Cependant, cette approximation ne modifie pas le calcul des modes propres et a donc été adoptée.

6.3.3.3 Chargements

Il y a cinq chargements appliqués au modèle :

- L'accélération de la pesanteur : Les masses n'étant pas négligeables, il est important que chaque élément soit pesant ;
- La précontrainte dans les tirants : Cette précontrainte se crée lors du serrage des tirants en fin de montage. Pour appliquer cette précontrainte, on impose un déplacement sur l'élément poutre du tirant (figure 6-36) ;
- Le torseur d'efforts de chaque roue : A partir des résultats des calculs fluides de la section 5.6, le torseur d'efforts au centre de la roue est calculé et appliqué sur les éléments rigides correspondants à chaque roue ;
- La masse ajoutée de chaque roue : Une masse ajoutée est également appliquée sur les éléments rigides correspondants à la masse de chaque roue ;
- L'application du champs de pression sur la peau des carénages : Ces champs de pression sont appliqués automatiquement sur le modèle solide à l'aide d'une routine VBA. Chaque face d'élément fini qui se trouve sur la surface extérieure des carénages se voit attribuer une pression qui correspond à sa position spatiale (figure 6-37).

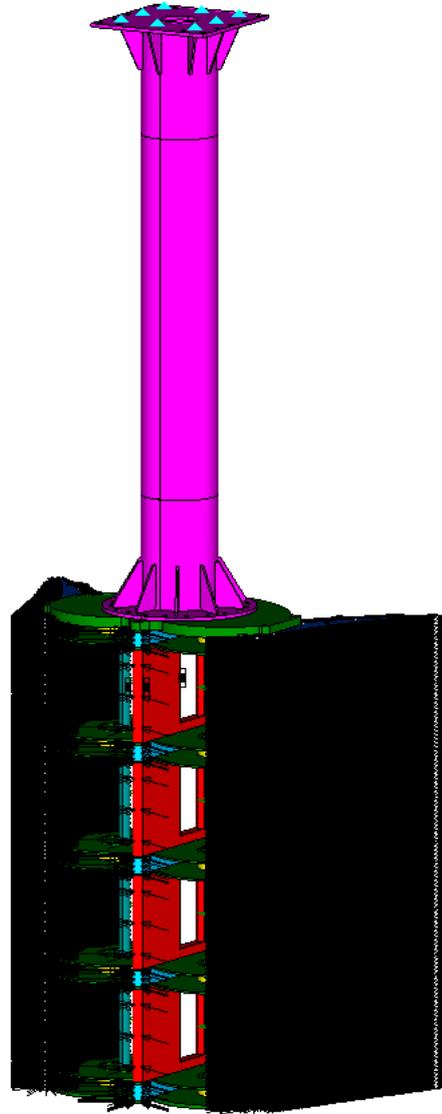


Figure 6-37. Modèle avec conditions limites et application des chargements

6.3.3.4 Dimensionnement statique

6.3.3.4.1 Mise en tension des tirants - précontrainte de la structure

La première étape de calcul consiste à mettre en tension les tirants pour serrer l'empilement et exercer une précontrainte sur la structure de maintien. Le déplacement imposé sur l'élément poutre est de 2 mm. Les masses ajoutées des turbines sont également appliquées, ainsi que l'accélération de la pesanteur. Les carénages et le fût ne sont pas modélisés dans cette première étape.

La figure 6-38 montre les contraintes de traction qui s'exercent dans les tirants. Comme prévu, avec une déformation de 2 mm, une longueur initiale de 2 500 mm et un module de Young de 200 GPa, on obtient une contrainte de traction maximale de 190 MPa (équation 6-5).

$$\sigma = E \cdot \frac{\Delta L}{L_0} = 200\,000 \cdot \frac{2}{2100} = 190 \text{ MPa} \quad (6-5)$$

La figure 6-39 montre les contraintes de compression de la structure de maintien suite au serrage des tirants.

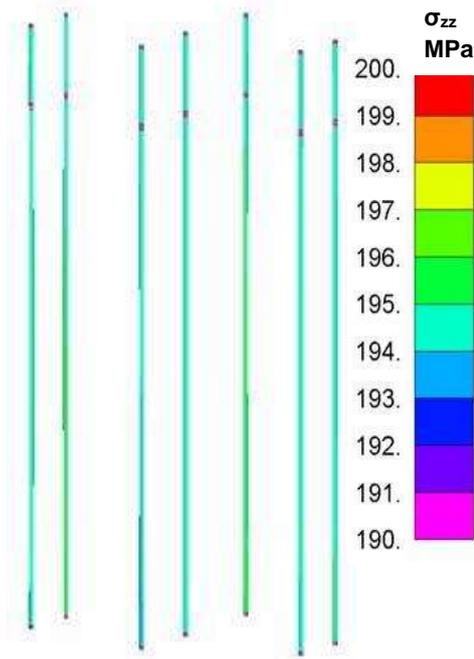


Figure 6-38. Tension dans les tirants suite à l'application de la précontrainte
Flèche maximale : 2,1 mm

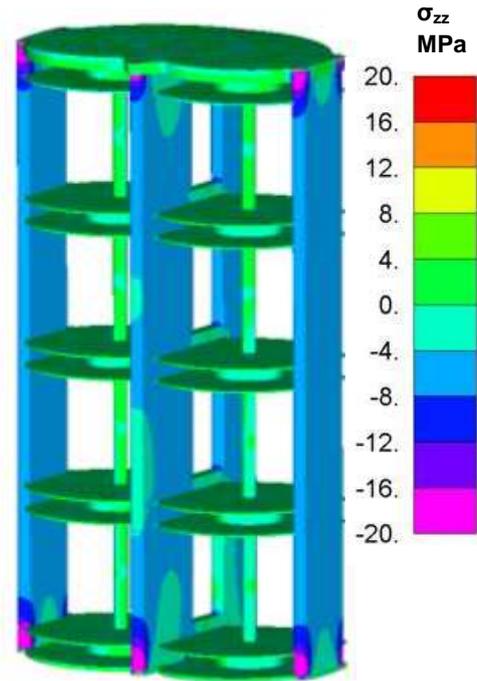


Figure 6-39. Compression dans la structure de maintien suite à l'application de la précontrainte
Flèche maximale : 0,3 mm

Pour ce prototype, les serrages sont identiques sur tous les tirants, ce qui crée les mêmes contraintes de compression sur l'avant et l'arrière de la machine. Avec du recul, ce choix n'est pas optimal car lorsque les chargements hydrodynamiques seront appliqués, la partie amont de la machine travaillera en traction, rendant la précontrainte bénéfique, alors que la partie aval travaillera en compression, la précontrainte s'additionnant alors à la contrainte liée à la charge. Idéalement, la précontrainte des tirants situés sur la partie amont devrait être supérieure à celle des tirants de la partie aval où la précontrainte servirait uniquement à assurer la pression de contact.

6.3.3.4.2 Calculs en charge

L'ensemble des chargements décrits dans la section 6.3.3.3 sont appliqués. Les figures 6-40 à 6-44 montrent les champs de contraintes résultant et indiquent la flèche maximale pour chaque pièce.

Les pièces sont montrées individuellement pour une meilleure visualisation mais il s'agit bien des résultats de la simulation de l'ensemble du système. Comme prévu, la sollicitation principale de la structure est la flexion dans le sens de l'écoulement. Les contraintes maximales se situent donc en haut du fût de l'hydrolienne, avec de la traction sur la zone amont et de la compression sur la zone aval. Cependant, les valeurs restent très acceptables au regard des propriétés mécaniques de l'acier utilisé (Re=300 Mpa).

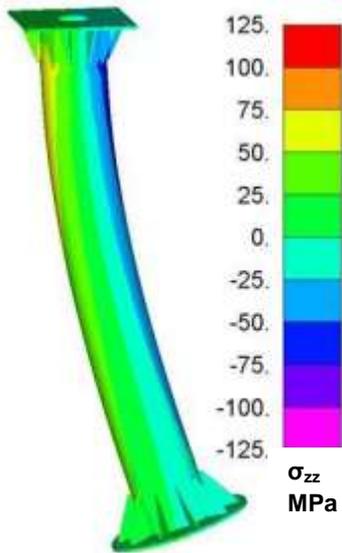


Figure 6-40. Contraintes dans le fût
Flèche : 7 mm

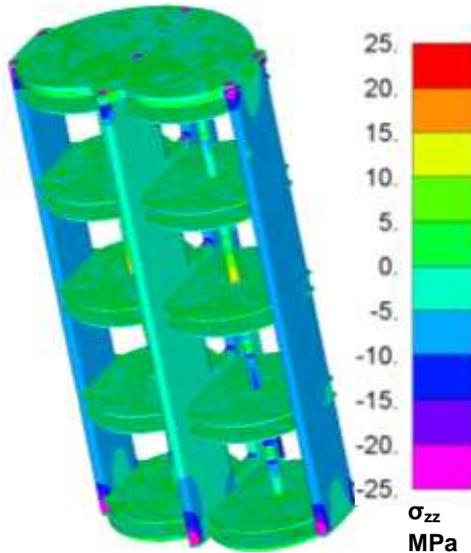


Figure 6-41. Contraintes dans la structure
Flèche : 10 mm

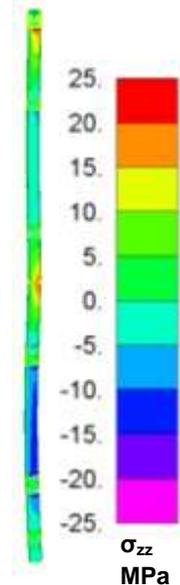


Figure 6-42. Contraintes dans les arbres
Flèche : 4 mm

Sur les carénages, les contraintes maximales se situent au niveau de la liaison du squelette avec la structure de maintien et au niveau des bords de fuite.

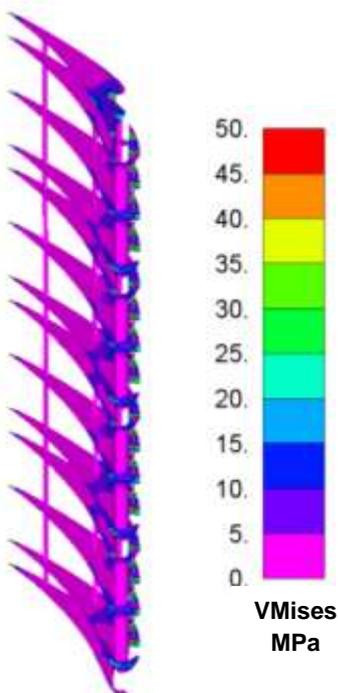


Figure 6-43. Contraintes dans le squelette du carénage
Flèche : 1,5 mm

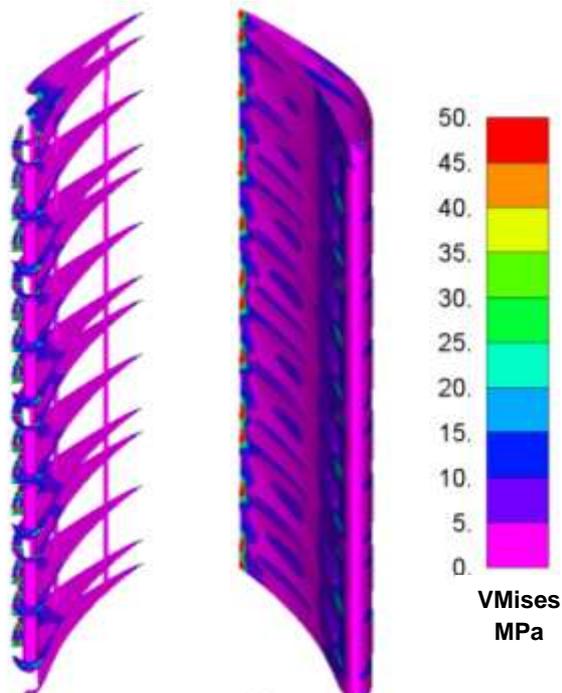


Figure 6-44. Contraintes dans la peau du carénage
Flèche : 3 mm

6.3.3.5 Dimensionnement dynamique

6.3.3.5.1 Fréquences d'excitation

Les fréquences d'excitation que voit l'hydrolienne sont liées à la variation cyclique des efforts de trainée de chaque pale sur un tour. Sur une même colonne, les quatre roues sont déphasées angulairement, ce qui revient à avoir 12 pales déphasées. La fréquence d'excitation maximale d'une colonne est donc :

$$f_{Colonne} = \omega_{max} \cdot 12 = \frac{200}{60} \cdot 12 = 40 \text{ Hz} \quad (6-6)$$

où ω_{max} est la vitesse de rotation maximale de l'hydrolienne en tour/min.

La synchronisation des deux colonnes n'étant pas réalisée par un dispositif mécanique, il peut y avoir des décalages angulaires entre les deux colonnes de turbines. Par conséquent, la fréquence d'excitation maximale sera choisie comme le double de la fréquence d'une colonne.

$$f_{Total} = 2 \cdot f_{Colonne} = 80 \text{ Hz} \quad (6-7)$$

La signature vibratoire de l'hydrolienne comporte 6 modes de vibration en dessous de 80 Hz (figure 6-45). L'analyse des trois premiers modes propres conduirait, a priori, à rigidifier le fût pour essayer de faire sortir ces modes de type corps rigide de la gamme fréquentielle.

Une autre parade, plus subtile et moins coûteuse, est d'intégrer des algorithmes dans le pilotage des générateurs permettant de détecter les vibrations à partir de la mesure du couple de la génératrice et de décaler automatiquement la vitesse de rotation des colonnes. Un léger décalage de la vitesse de rotation permettrait de sortir de la fréquence critique sans nuire à la performance de la machine (cloche de rendement assez plate).

Dans le cas de ce prototype, même si la dynamique est importante et qu'il ne sera pas possible d'éviter ou d'éliminer tous ces modes en rigidifiant la structure, nous avons considéré que ces modes ne seront pas excités par des mécanismes spécifiques, ou alors sur de courtes périodes transitoires lors de la mise en rotation des colonnes. Les sollicitations réelles sont trop faibles pour que cela puisse représenter un réel danger. En effet, les variations d'effort se situent à l'échelle de la pale (24 pales au total) et ont des valeurs très petites au regard de la structure de maintien. Déphaser les pales augmente la fréquence d'excitation mais lisse les efforts, réduisant ainsi les chances d'entrer en résonance. De plus, l'effet amortissant de l'eau n'entre pas en ligne de compte dans ces analyses modales mais intervient positivement par rapport au niveau des amplitudes de réponse sous sollicitations réelles.

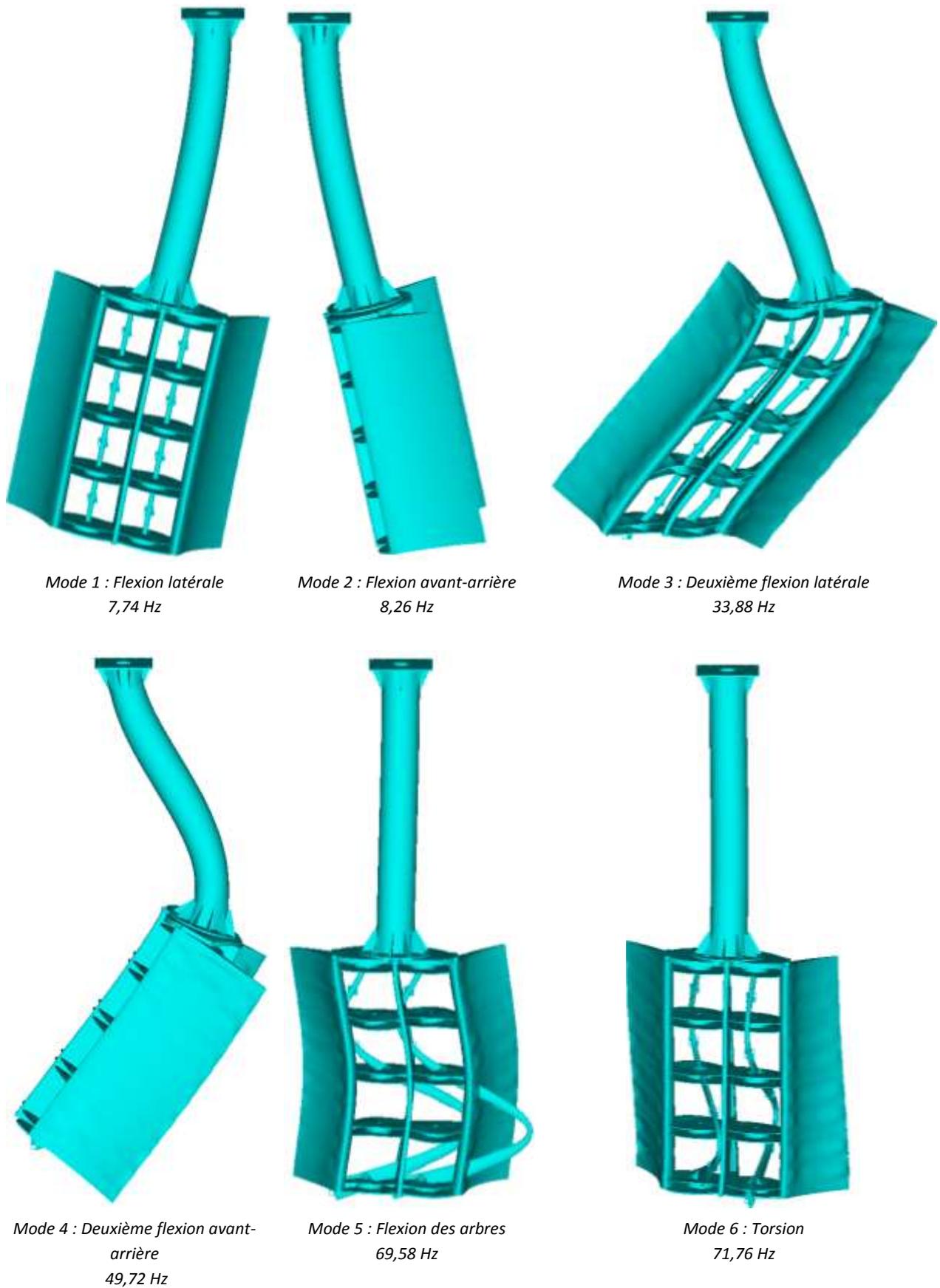


Figure 6-45. Les modes propres de la structure dans la gamme d'excitation

7. Essais du prototype HARVEST sur la plateforme d'essai du projet ETHIC

Le prototype HARVEST peut maintenant être installé et les essais, débiter. Auparavant, les différents moyens d'instrumentation sont décrits dans la section 7.1. Les résultats expérimentaux obtenus sont présentés dans la section 7.2 avec, à chaque fois, une analyse critique de ces résultats vis à vis des prédictions numériques du chapitre 5.

Comme signalé dans le chapitre précédent, le premier objectif de ces essais était d'estimer l'intérêt du concept, que ce soit dans des applications marines ou dans les eaux intérieures, en particulier sa performance énergétique. Dans ce but, des mesures hydrauliques, électriques et mécaniques à caractère global ont été réalisées de façon synchronisée, au cours d'essais de courte durée. Dans ce sens, ces essais ne revêtent qu'un caractère préliminaire et demandent à être poursuivis, notamment par des études de sillages qui seront évoquées dans la section 7.3.

7.1 Instrumentation de la plateforme d'essai

7.1.1 Capteurs hydrauliques à effet DOPPLER

Pour établir le profil de vitesse suivant la hauteur en amont de l'hydrolienne, mesurer la hauteur du tirant d'eau et étudier les champs de vitesse autour de l'hydrolienne, deux capteurs acoustiques ont été utilisés : un capteur mobile, l'ADCP Workhorse Rio Grande 1200 kHz, de marque TELEDYNE RD INSTRUMENTS, monté sur un trimaran Riverboat Oceanscience et un capteur fixe laissé à demeure, l'ARGONAUT SW de la marque SONTEK. Ces deux capteurs ont leurs logiciels respectifs permettant une acquisition et un traitement des données brutes.

Ces courantomètres acoustiques fonctionnent grâce à un principe physique appelé effet DOPPLER. Ce principe dit que si une source acoustique S est en mouvement par rapport à un récepteur, la fréquence du son perçue par le récepteur est différente de la fréquence transmise. Pour un courantomètre, cet effet se produit deux fois, de l'appareil à la particule et de la particule à l'appareil. Cela se traduit par :

$$\Delta f = 2 \cdot f_0 \cdot \frac{V \cdot \cos \alpha}{c} = f_2 - f_0 \quad (7-1)$$

Où Δf est la variation de fréquence due à l'effet DOPPLER entre les signaux émis et reçus par un transducteur
 f_0 est la fréquence émise par un transducteur
 f_2 est la fréquence reçue par un transducteur
 $V \cdot \cos(\alpha)$ est la vitesse radiale de la source
 c est la célérité du son dans le milieu (ici dans l'eau : $c \approx 1500 \text{ m} \cdot \text{s}^{-3}$)

La fréquence varie en fonction du mouvement des particules. Si la distance entre le transducteur et la particule diminue, la fréquence reçue est inférieure à la fréquence émise, et si la distance entre les deux augmente, la fréquence reçue est supérieure à la fréquence émise. Le temps mis par l'onde pour faire l'aller-retour entre le transducteur et la particule permet de connaître la localisation de la mesure.

Cette utilisation de l'effet DOPPLER peut être mise en pratique dans le cas d'une émission continue ou dans le cas d'une émission pulsée. Cependant, les courantomètres utilisés fonctionnent suivant ce dernier type d'émission qui est le seul à permettre l'obtention d'un profil de vitesse.

Quelle que soit la méthode d'analyse utilisée, les deux courantomètres sont dits monostatiques, c'est-à-dire que le même transducteur est simultanément émetteur et récepteur. Il émet une onde acoustique de fréquence f_0 qui se propage dans l'eau dans un étroit faisceau conique d'angle d'ouverture très faible. Cette onde est réfléchiée par la matière en suspension dans l'eau (bulles, sédiments, etc.) dans toutes les directions. Une partie de l'énergie est donc réfléchiée vers le transducteur qui, en analysant la fréquence reçue grâce à l'électronique, peut connaître la vitesse des particules en suspension.

Il est important de noter que les courantomètres utilisant l'effet DOPPLER ne mesurent pas directement la vitesse de l'écoulement mais mesurent la vitesse des éléments en suspension dans l'écoulement. Cependant, l'hypothèse que ces deux vitesses peuvent être confondues est jugée comme étant entièrement justifiée compte tenu de la petite taille de ces éléments.

7.1.1.1 Capteur acoustique mobile ADCP (*Acoustic Doppler Current Profiler*)

Comme décrit dans la thèse de [Fourquet, 2005], l'ADCP *Workhorse Rio Grande* fonctionne sur l'analyse du décalage fréquentiel engendré par l'effet Doppler. Cet ADCP est constitué de quatre faisceaux (beams en anglais) inclinés à 20° qui vont permettre d'obtenir toutes les composantes de la vitesse de l'écoulement. Trois faisceaux non-coplanaires sont en effet nécessaires pour calculer les trois composantes de la vitesse. Il n'y a plus de capteur vertical mesurant le niveau d'eau, celui-ci est calculé par des relations géométriques à l'aide des valeurs données par les quatre faisceaux. Le décalage des fréquences entre les ondes incidentes et les ondes réfléchies renseigne sur la vitesse des particules dans l'eau et le temps d'aller-retour informe sur la profondeur de ces particules.



Figure 7-1. ADCP Workhorse Rio Grande sur le trimaran Riverboat Oceanscience. Source : ENSE3

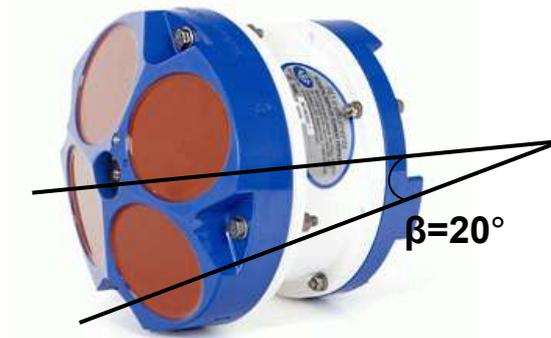


Figure 7-2. Workhorse Rio Grande 1200 kHz Source : ENSE3

Cependant, deux zones ne sont pas explorées par cet appareil : les premiers centimètres de la surface à cause de l'immersion des émetteurs et les vitesses proches du fond à cause de l'apparition de lobes secondaires dans l'émission des ondes. La taille de cette seconde zone dépend de la fréquence à laquelle sont émises les ondes incidentes. La même problématique apparaît près des berges où la hauteur d'eau est faible et où les deux zones inexplorées se chevauchent.

Le taux de MES (matière en suspension) perturbe la mesure s'il est trop important ($> 1 \text{ g/l}$) en masquant le fond de la rivière. La mesure de hauteur d'eau peut également être incertaine, car elle est obtenue en moyennant les hauteurs relevées par chacun des émetteurs. Si un changement brutal apparaît sur le fond de la rivière, l'un des transducteurs peut indiquer une hauteur très différente des autres et perturber les données.

Cet ADCP est particulièrement adapté aux mesures en rivière, suivant une large gamme de vitesses ; on peut toutefois regretter son prix élevé ! Son trimaran peut être fixé à l'arrière d'un bateau, sur une petite embarcation télécommandée depuis la berge, ou déplacé avec un câble depuis un pont.

Dans les deux cas, le capteur divise la hauteur d'eau mesurable en cellules sur lesquelles la vitesse est mesurée. Chaque mesure constituée donc d'une série de vitesses est nommé un ensemble. Une acquisition est constituée de plusieurs centaines d'ensembles.

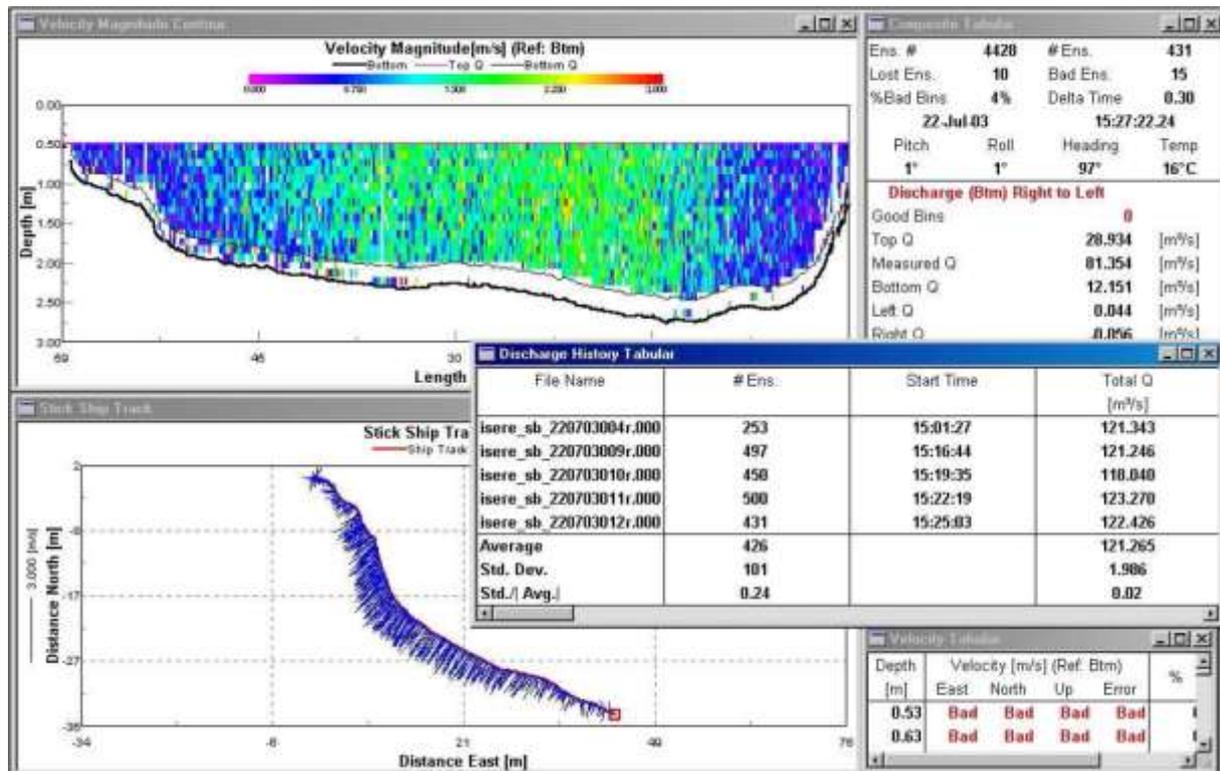


Figure 7-3. Exemple de résultats obtenu avec l'ADCP et le logiciel WinRiver. Le graphique en haut à gauche donne la répartition des vitesses dans la rivière, celui en bas à gauche donne le chemin parcouru par l'ADCP en rouge et l'orientation des vitesses mesurées en bleu. Source : [Fourquet, 2005]

Pour des mesures de qualité, une hypothèse d'homogénéité du champ de vitesse est faite par le capteur. Pour valider la reconstruction du vecteur vitesse en trois dimensions par les quatre capteurs, il est nécessaire que les vitesses radiales mesurées par chaque transducteurs soient homogènes dans chaque couche horizontale sondée. Chaque paire de transducteurs diagonaux permet d'estimer la composante de la vitesse verticale w . Si les valeurs obtenues par chaque paire sont trop différentes, le champ de vitesse est considéré trop perturbé et la mesure est rejetée car jugée fautive. L'inhomogénéité du champ de vitesse peut localement s'expliquer par la présence de structures turbulentes de même échelle que celle de l'écartement des faisceaux.

Les mesures réalisées sont affichées et analysées grâce au logiciel spécifique à l'ADCP WinRiver II (figure 7-3). Il est possible d'avoir une visualisation des résultats en temps réel et l'extraction des données sous format ASCII exploitables en post-traitement. La figure 7-4 est une photographie prise sur le canal lors d'une mesure réalisée sans l'hydrolienne.



Figure 7-4. Courantomètre ADCP en fonctionnement sur le canal

Sur le projet ETHIC, l'ADCP est utilisé pour caractériser le champ de vitesse autour de l'hydrolienne (section 7.2.1.5).

7.1.1.2 Capteur acoustique fixe ARGONAUT SW

L'ARGONAUT SW de la marque SONTEK est un capteur fixe se plaçant le plus généralement sur le radier d'un canal, le fond d'une conduite, ou d'une rivière. Il peut également se fixer sur une des parois latérales : son mode de fonctionnement étant alors légèrement différent. Le sigle SW, pour Shallow Water, indique qu'il est dimensionné pour les écoulements à faible tirant d'eau (de 0,30 m à 5 m). Comme le montre la figure 7-5, ce capteur possède trois faisceaux acoustiques, un vertical et deux inclinés à 45°. Le faisceau vertical, pointant vers la surface libre, mesure la hauteur d'eau tandis que les deux autres mesurent les composantes verticale et axiale de la vitesse d'écoulement par une méthode acoustique utilisant l'effet Doppler.

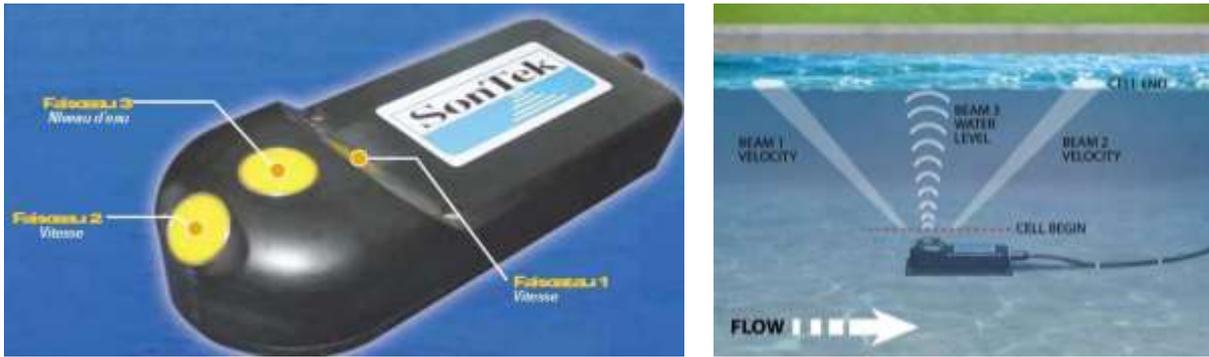


Figure 7-5. Argonaut SW de marque SONTEK

L'ARGONAUT SW mesure une vitesse intégrée sur toute la hauteur d'eau mais dispose également d'un mode dit « *Multi-Cells* » permettant de diviser la hauteur d'eau en cellules de taille unique prédéfinie par l'utilisateur. Ce mode donne donc plusieurs valeurs de vitesse (10 au maximum) intégrées chacune sur une cellule. Ce mode est particulièrement intéressant pour établir un profil de vitesse sur la verticale au centre du canal.

A cause du fonctionnement selon un principe acoustique, les cellules ne peuvent débuter qu'après une distance dite de « *Blanking* » dans laquelle le capteur ne peut pas produire de mesures. Ce courantomètre est typiquement utilisé pour un calcul de vitesses et de débit dans un écoulement. Le débit est calculé par multiplication de la surface par une vitesse moyenne calculée grâce à une loi en puissance 1/6.

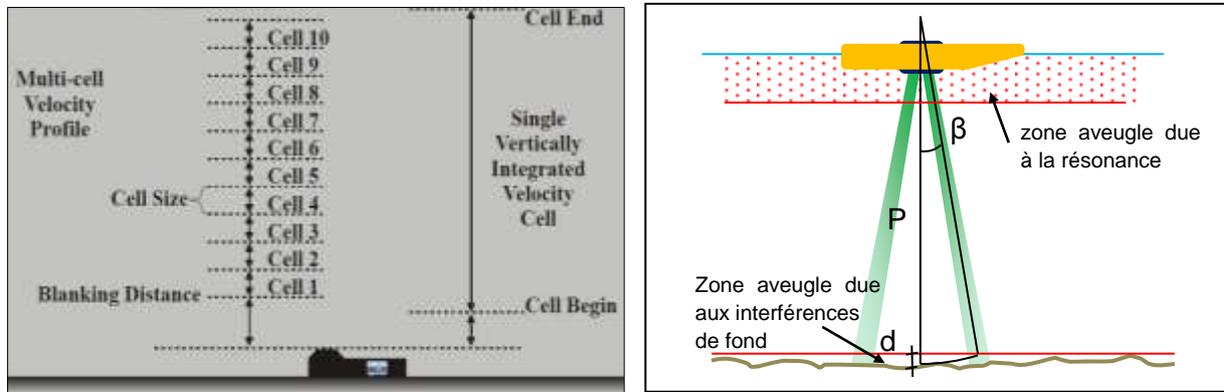


Figure 7-6. Zones aveugles sur une verticale du capteur Argonaut

L'ARGONAUT SW est relié par câble à un ordinateur équipé des logiciels d'acquisition *SonUtils* et *ViewArgonaut*. Il possède cependant une mémoire interne pour l'enregistrement de données lors d'une utilisation programmée à l'avance par l'utilisateur.

Les logiciels *SonUtils* et *ViewArgonaut* permettent de communiquer avec le capteur. Le premier est une interface de dialogue où les paramètres d'acquisition sont exprimés sous forme de commandes. Le second logiciel est plus simple d'utilisation et comporte cinq volets pour chacune des étapes de l'acquisition : *Diagnostic, Recorder, Deployment, Realtime et Processing*.

Sur le site d'essai ETHIC, le courantomètre ARGONAUT SW est installé et laissé à demeure dans le canal, à 35 mètres à l'amont de l'hydrolienne. Le câble de données/alimentation passe dans une conduite en PVC le long des bajoyers du canal jusqu'à l'extérieur et est relié au système d'acquisition installé dans le conteneur aménagé. Ce capteur est utilisé pour caractériser le courant à l'amont de l'hydrolienne (section 7.2.1.1).

7.1.2 Capteurs mécaniques

Les moyens de mesure présentés dans les paragraphes suivants n'ont pas pu être mis en œuvre dans le cadre de cette thèse, faute de temps. Néanmoins, ils sont tout de même présentés et il va de soi que de telles mesures seront réalisées dans la suite du projet ETHIC.

7.1.2.1 Jauges de déformation pour la mesure des efforts

Pour mesurer les efforts globaux de la structure et valider les résultats des simulations solides de la section 6.3.3, le plus efficace est de placer des jauges de déformation sur le haut du fût supportant l'hydrolienne. Il est ainsi possible de mesurer les déformations locales et d'en déduire les contraintes au sein du matériau (loi de Hooke).

En comparant les résultats avec le modèle éléments finis de la section 6.3, il sera ainsi possible de valider les efforts de traînée F_x et F_y . Pour avoir les efforts dans les deux directions, efforts de traînée et efforts transverse, quatre jauges de déformation suivant Z doivent être placées comme indiqué sur la figure 7-7.

7.1.2.2 Accéléromètres pour la mesure des fréquences propres de la structure

Pour détecter d'éventuels modes de résonance de l'hydrolienne en fonctionnement, des capteurs de type accéléromètre sont placés sur la structure à différents endroits. Ces capteurs doivent être synchronisés précisément avec les autres mesures, comme par exemple les vitesses de rotation des turbines, les mesures de couple et les vitesses d'écoulement. Cinq capteurs sont utilisés, deux selon l'axe de l'écoulement, deux transversalement à l'écoulement et un suivant la direction verticale sur l'avant de la plaque supérieure, et sont placés comme indiqué sur la figure 7-7. La combinaison de ces mesures permet de détecter les modes de flexion d'ensemble dans les deux directions et les modes de torsion d'ensemble.

7.1.2.3 Accéléromètres pour la mesure des fréquences propres des carénages

Des accéléromètres suivant les trois directions peuvent également être placés sur un des carénages latéraux de sorte à détecter d'éventuels modes de résonance locaux (figure 7-7).

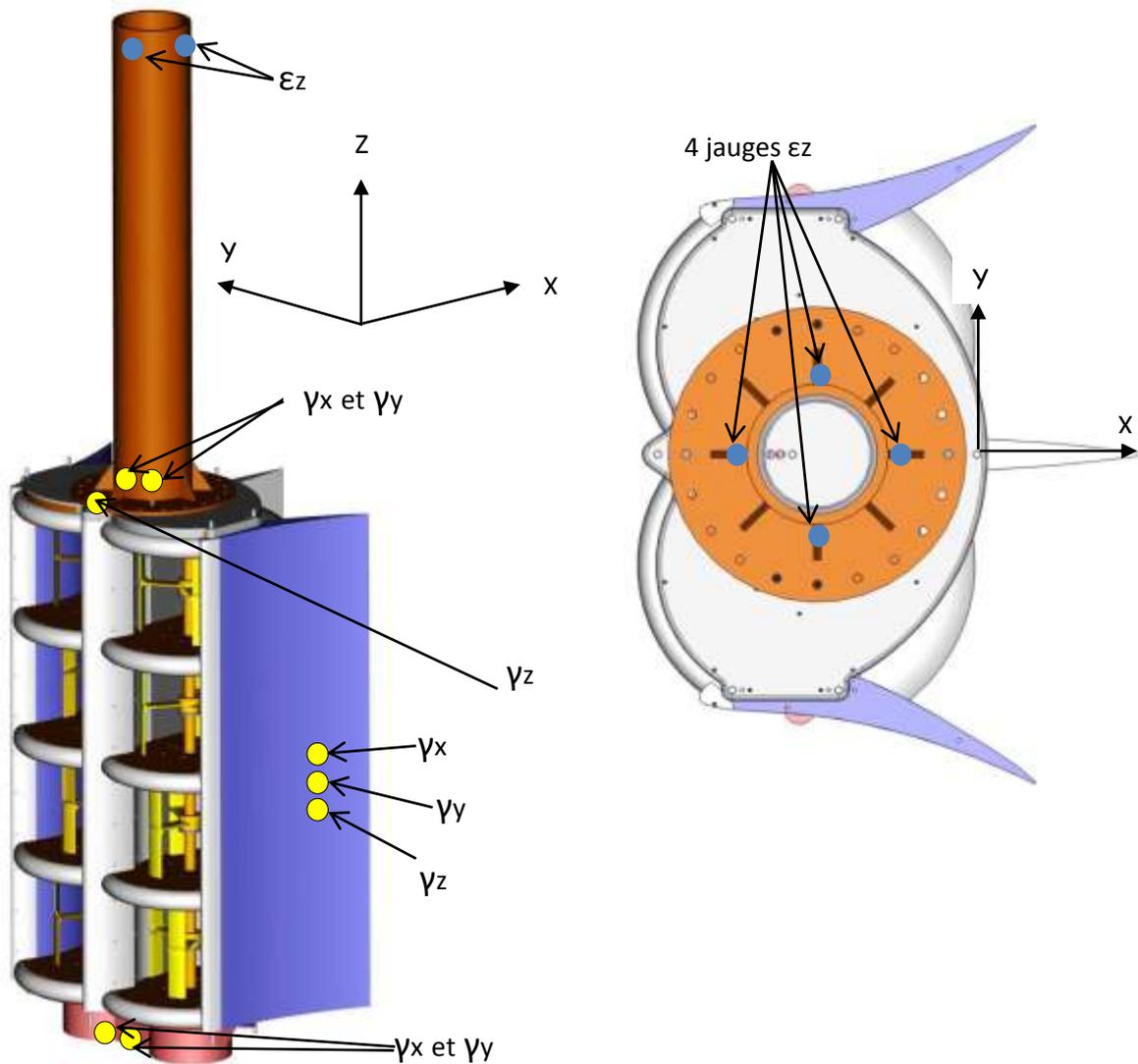


Figure 7-7. Emplacement des jauges de déformation et des accéléromètres

7.1.3 Capteurs électriques

L'étude du comportement électrique est effectuée par le laboratoire G2Elab et présentée dans la thèse de [Hauck, 2011]. L'objectif est de mesurer précisément les performances du système et de valider le dispositif d'asservissement des deux colonnes de turbines. Les rendements des matériels électriques sont quantifiés indépendamment de l'installation. Une attention particulière est portée sur la capacité du dispositif d'asservissement à positionner le régime de rotation au point de rendement optimal en fonction de la vitesse de courant amont et sur la qualité du courant produit (lissage du couple, chaîne de conversion électrique nécessaire).

7.2 Premiers résultats expérimentaux

7.2.1 Objectifs des essais

L'objectif premier des essais réalisés durant cette thèse était avant tout de mesurer les performances du convertisseur HARVEST, en particulier les performances hydrodynamiques et la qualité d'asservissement des colonnes. En effet, même si les outils numériques permettront à l'avenir d'optimiser les caractéristiques géométriques et de gagner progressivement des points de rendement, la forme globale du concept, en particulier l'agencement en tour bi-colonne carénée, sera conservée et doit démontrer son intérêt dès cette étape à l'échelle prototype. Quant au dimensionnement mécanique du prototype, sa réussite était une condition nécessaire pour la réussite des essais mais ne constituait pas un élément déterminant pour la suite. En effet, la machine industrielle ne sera pas construite de la même façon et des études plus complètes, intégrant les aspects économiques, devront être réalisées pour optimiser le choix des matériaux et procédés de fabrication. Les composants mécaniques sont choisis pour des essais de courte durée et seront redimensionnés pour la machine industrielle afin de fonctionner pendant dix ans sans maintenance.

7.2.1.1 Caractérisation de l'écoulement amont

La mesure du courant amont est capitale pour la caractérisation du prototype car elle constitue la référence pour l'ensemble des mesures. Cette mesure doit être effectuée suffisamment loin de l'hydrolienne afin de mesurer le champ des vitesses en régime non perturbé. On parle alors de conditions « infini amont ». Le profil de vitesse, non linéaire sur la colonne d'eau, est mesuré avec le courantomètre ARGONAUT décrit à la section 7.1.1.2. Ce profil est mesuré sur dix cellules réparties sur la hauteur de la colonne d'eau (figure 7-8).

Les incertitudes de mesure sont issues de deux sources :

- Variabilité du signal enregistré par l'ARGONAUT : cela est inhérent à la méthode de mesure. Le « bruitage » de la donnée est lié au temps d'acquisition et à la ponctualité de la mesure. Ce « bruit » est pallié en lissant la mesure sur une maille représentative de l'écoulement étudié, typiquement 10 secondes, lors du post-traitement des données ;
- Variabilité de l'écoulement : l'écoulement du canal est soumis à un battement lié à l'exploitation de l'usine à l'aval et lors de certains essais, la vitesse d'écoulement varie rapidement. Il suffit cependant de moyenniser les vitesses sur des périodes de l'ordre d'une minute pour avoir un profil stabilisé.

Finalement, on retient une incertitude de l'ordre de +/- 0.1 m/s sur les vitesses affichées, tout en rappelant que les vitesses fournies sont représentatives des conditions de débit du jour des mesures. Ces incertitudes sont tout à fait admissibles pour la réalisation des mesures de performance.

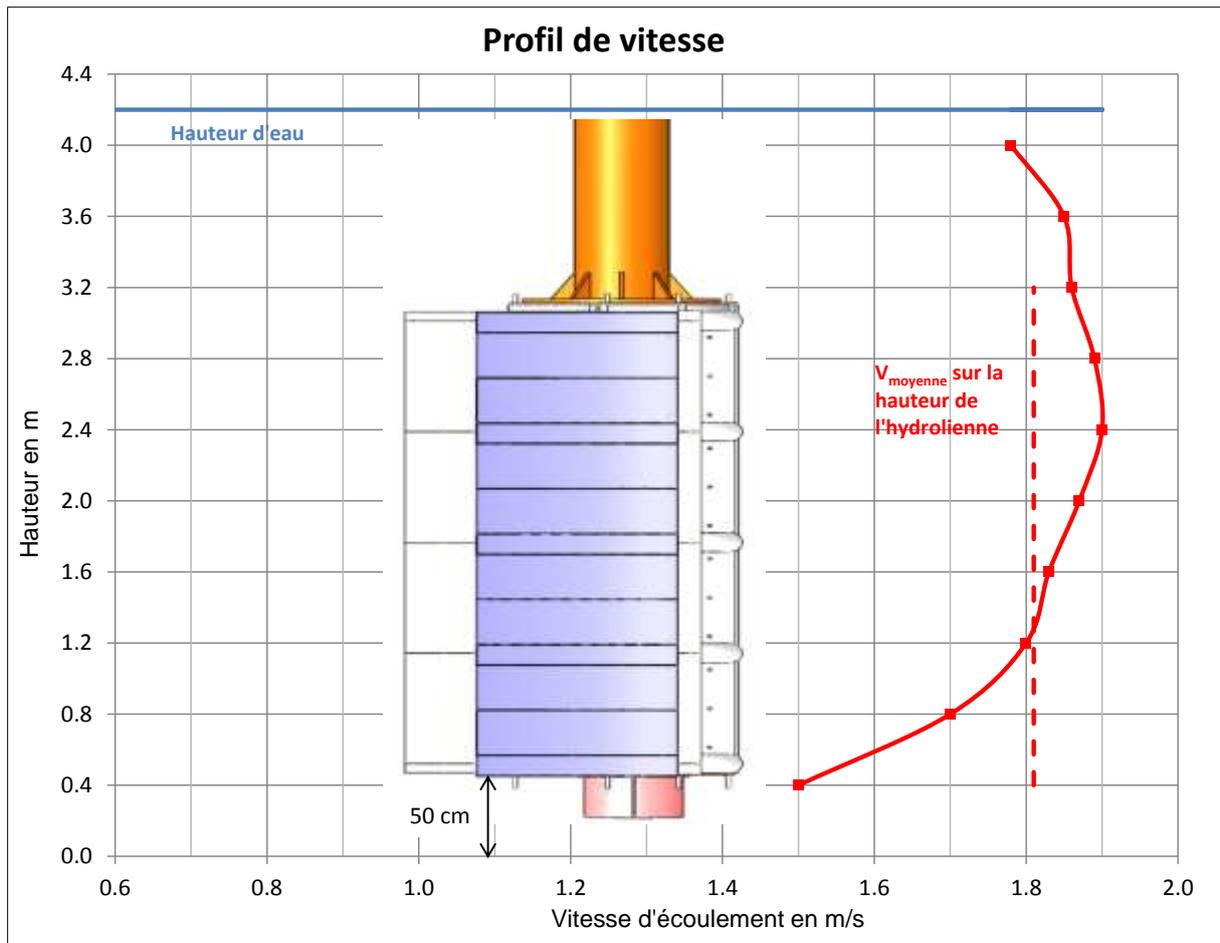


Figure 7-8. Profil de vitesse suivant la hauteur. Vitesse moyenne : 1,82 m/s

7.2.1.2 Mesure de performance en conditions optimales

Le coefficient de puissance est le paramètre le plus représentatif de la performance de l'hydrolienne (cf. section 1.1.2). Il est mesuré pour chaque configuration de l'hydrolienne, dans une gamme de vitesses d'écoulements comprise entre 1 et 2,1 m/s. Pour chaque cas, le coefficient de puissance est calculé avec la vitesse de rotation optimale. Cette vitesse est obtenue automatiquement avec l'algorithme de recherche du point de fonctionnement optimal (MPPT des variateurs décrits dans la section 6.2.4) ou peut être cherchée manuellement en faisant varier la vitesse de rotation de sorte à obtenir une cloche de puissance. Les mesures de puissance électrique et de vitesse d'écoulement sont synchronisées afin de pouvoir calculer le coefficient de performance.

Les mesures sont réalisées à deux niveaux de la chaîne électrique : mesures internes aux variateurs de puissance (système d'acquisition PARKER) et mesures aux bornes des résistances de charge (ampèremètre et voltmètre). Ces dernières sont plus approximatives que celles réalisées avec le système PARKER mais permettent un recoupement, en particulier sur la mesure de la puissance maximale.

7.2.1.3 *Mesure de performance avec un défaut d'orientation de l'hydrolienne*

L'orientation de l'hydrolienne autour de l'axe Z, appelé angle de lacet, est une caractéristique importante pour le fonctionnement de la machine. Pour le convertisseur HARVEST, l'angle de lacet optimal pour la production électrique est nul, c'est-à-dire qu'idéalement, la machine doit être face à l'écoulement ; dans cette configuration les efforts transversaux appliqués par l'écoulement deviennent symétriques par rapport au plan médian de la turbomachine et leur résultante s'annule. Il est ainsi prévu pour certaines applications, notamment pour les applications marines dans lesquelles l'hydrolienne doit effectuer une rotation de 180° entre le flux et le jusant, de laisser l'hydrolienne s'orienter librement face à l'écoulement, telle une girouette : une liaison pivot placée devant les centres de poussée des carénages peut être introduite dans ce but. Cette option qui augmente la complexité de la machine ne sera pas toujours retenue pour les applications fluviales ; pour ces dernières applications, ce paramètre d'orientation ne sera pas toujours finement contrôlable. Etudier l'impact de ce paramètre sur la performance devient alors important car cela définit le défaut d'orientation admissible pour les futures applications industrielles. Dans notre cas, l'angle de lacet avait une liberté de ± 5 degrés autour de la position dans l'axe de l'écoulement.

7.2.1.4 *Vitesse d'eau permettant l'auto-démarrage des turbines*

Pour chaque vitesse d'écoulement rencontrée, un test d'auto-démarrage est réalisé. Pour cela, il suffit de laisser les colonnes turbines libres en rotation et de vérifier leur capacité à prendre de la vitesse. Pour cela, il faut que les forces de portance qui s'exercent sur les pales à l'arrêt produisent un couple supérieur à l'addition du couple de frottement et du couple d'inertie des colonnes. Du point de vue hydrodynamique, les turbines déphasées angulairement sur une même colonne assurent un couple moteur quelle que soit la position angulaire de la colonne.

7.2.1.5 *Mesure du champ de vitesse autour de l'hydrolienne et du ressaut local*

A l'amont immédiat de la machine, les mesures caractérisent la forme de l'écoulement lorsque l'hydrolienne est en fonctionnement, en particulier les effets de contournement résultant à la fois d'un effet d'obstacle et de la perte de charges qu'elle induit. Les carénages créent quant à eux un effet d'entonnement qui tend à contrecarrer l'effet de contournement ; c'est également un phénomène essentiel à mesurer pour valider les phénomènes physiques liés aux carénages.

A l'aval, les mesures de vitesse permettent d'estimer expérimentalement le sillage de l'hydrolienne. En plus de donner des premiers ordres de grandeur sur la longueur de restitution de l'écoulement, ces mesures serviront à établir une base de données pour la validation d'un modèle numérique macroscopique. Un tel modèle est en effet indispensable lorsqu'il s'agira ultérieurement d'optimiser l'architecture des parcs d'hydroliennes. En effet, il serait impensable d'utiliser les modèles d'écoulements de type RANS ou LES autour de turbines isolées ou logées au sein d'une

hydrolienne complète car le coût de calcul pour un parc serait vite exorbitant. Il faut donc changer d'échelle et abandonner l'échelle de la turbine ou de la pale (microscopique) pour celle de l'hydrolienne (macroscopique). Une réflexion sur les type de modèles les plus appropriés est en cours au LEGI (ex : effets d'hydroliennes représentées par des forces externes) et il est clair qu'une grande attention devra être apportée à la description du sillage.

Une perspective est de construire un modèle numérique macroscopique de tour, validé par des mesures de sillage sur le site d'essai ETHIC. Un tel modèle est en effet indispensable pour optimiser l'architecture de parc de plusieurs tours. En effet, il serait inenvisageable d'utiliser les modèles d'écoulements RANS autour de turbines isolées ou logées au sein d'une tour car le coût de calcul serait vite excessif. Il faut donc changer d'échelle et abandonner l'échelle de la turbine ou de la pale (microscopique) pour celle de la tour (macroscopique). Une réflexion sur les type de modèle les plus appropriés est en cours au LEGI et il est clair en outre qu'une grande attention devra être apportée à la description du sillage. Les modèles à étudier se classent selon trois catégories [Masson, 1998] : (1) modèles couplant des termes sources aux équations de Navier-Stokes [Rajagopalan, 1985], (2) modèles basés sur la théorie tourbillonnaire [Gohard, 1978], [Strickland, et al., 1979], et (3) modèles à tubes de courant basé sur la conservation de la quantité de mouvement [Templin, 1974], [Strickland, 1975], [Paraschivoiu, 1981]. Les différents types de modèles sont issus d'études sur les éoliennes et leurs performances sur des cas d'hydroliennes sont assez mal connues. En tout état de cause, il sera nécessaire de valider un tel modèle macroscopique par des résultats expérimentaux. Pour cela, il faut profiter du fait que les hydroliennes fonctionnent dans des écoulements à surface libre et qu'un moyen privilégié pour mesurer l'impact de la machine sur l'écoulement est de pouvoir mesurer l'évolution spatiale de la surface libre en aval de la turbomachine. Pour ce faire, deux méthodes de mesures sont envisageables. La première méthode est optique et consiste à placer deux caméras numériques avec un angle relatif d'environ 90° au-dessus de la surface libre. Le recoupement numérique des données provenant des deux caméras permet de mesurer la déformation de la surface libre. Ce dispositif est particulièrement efficace avec de l'eau opaque et une surface libre moyennement perturbée. La deuxième méthode est ultrasonique et consiste à placer des émetteurs-récepteurs à ultrasons au-dessus de la surface libre afin d'en mesurer sa déformation. Cette méthode est légèrement plus onéreuse mais semble être plus fiable. L'étude fine de ces dispositifs, l'analyse des conditions de mesure sur site, ainsi que la définition précise des besoins inhérents à l'étude des modèles macroscopiques permettront de choisir le dispositif le plus adéquat. Outre la validation du modèle macroscopique, ces mesures permettront d'étudier expérimentalement l'impact de la tour d'hydroliennes sur la surface libre du canal (perturbation locale de la surface, pertes de charge locales, variation du nombre de Froude, etc.). On peut citer à ce propos l'étude analogue de [Myers, 2006] sur l'impact d'une turbine à flux axial sur la surface libre (maquette de rotor MCT à l'échelle 1/30ème placée dans un canal à surface libre de laboratoire). Les variations de niveau dans l'axe de la machine furent mesurées et une attention particulière accordée à l'occurrence du ressaut hydraulique. Les mesures sur la tour d'hydroliennes de Pont de Claix seront

au moins monodimensionnelles suivant l'axe de la turbomachine et préférentiellement bidimensionnelles en ajoutant des mesures latérales. Une autre donnée expérimentale importante pour la validation d'un modèle macroscopique est la mesure du champ de vitesses en amont et en aval de la turbomachine. En amont, il faudra se positionner suffisamment loin afin de mesurer le champ de vitesses non perturbé. Cette mesure sera la référence pour les mesures de performances et de perturbations de l'écoulement. A l'aval, il faudra réaliser les mesures s'étalant sur plusieurs dizaines voire centaines de mètres. Il conviendra d'utiliser un dispositif de translation le long du canal pour mesurer le champ de vitesses pas à pas en s'éloignant de la machine (mesure discrète). Le canal permet ce type de mesures car sa section et sa pente sont régulières sur 700 mètres. Pour réaliser ces mesures, un courantomètre acoustique de type ADCP (Acoustic Doppler Current Profilers) devra être mis en œuvre.

7.2.2 Résultats obtenus avec l'hydrolienne carénée

7.2.2.1 Performances globales

Le prototype a d'abord été testé dans sa configuration la plus performante, c'est-à-dire flanqué de ses carénages hydrodynamiques (figures 7-9 et 7-10). Plusieurs courbes de puissance tracées en fonction de la vitesse de rotation ont été réalisées à des vitesses d'écoulement stables sur plusieurs minutes et comprises entre 1,8 et 1,95 m/s. Les mesures sont faites simultanément sur les deux colonnes de turbines. Lors des mesures de puissance, les deux colonnes tournent à la même vitesse (relation maître-esclave).



Figure 7-9. Image de l'hydrolienne carénée



Figure 7-10. Hydrolienne carénée avant la mise à l'eau

La figure 7-11 est un essai réalisé en faisant varier la vitesse de rotation à l'aide d'une commande manuelle permettant de faire varier la tension aux bornes de la génératrice. La courbe de puissance en fonction de l'évolution du paramètre λ est ainsi tracée. Les mesures de puissance sont réalisées sur chaque colonne et la courbe rouge de la figure 7-11 est obtenue en additionnant les puissances des deux colonnes.

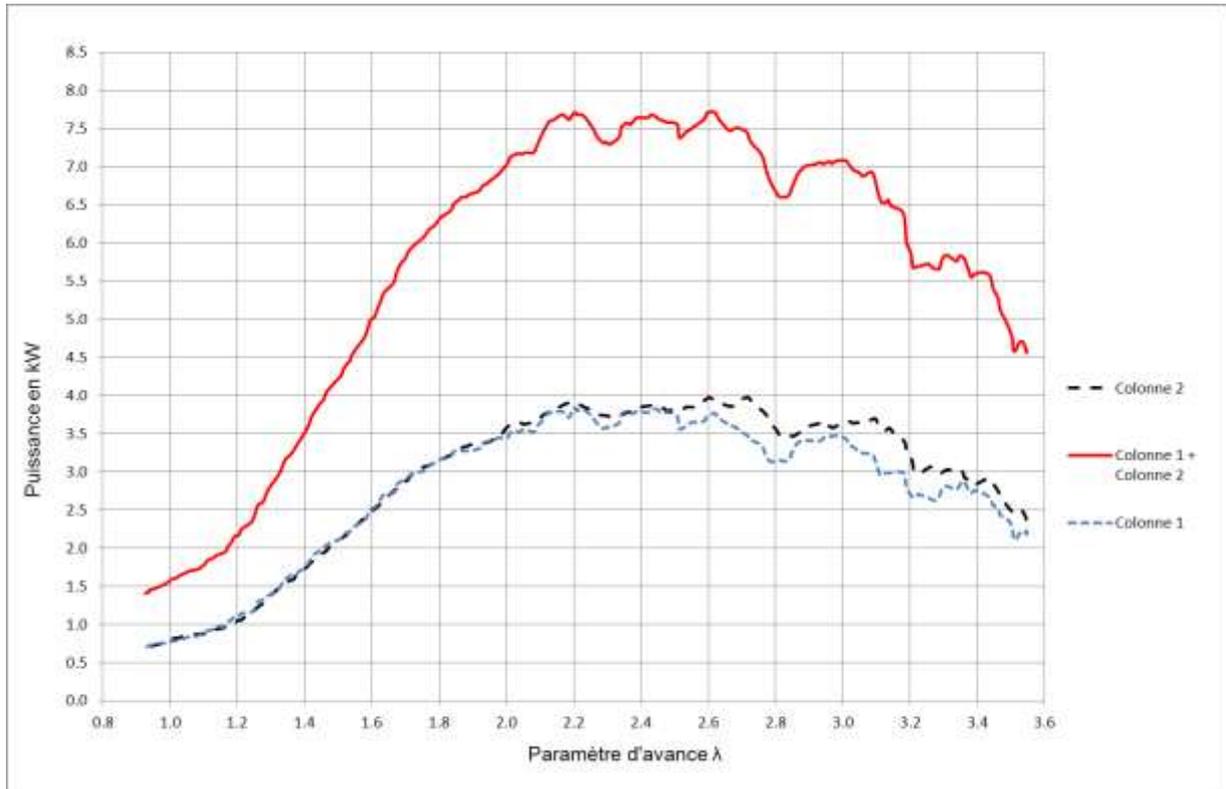


Figure 7-11. Courbe de la puissance en fonction de la vitesse de rotation pour une vitesse d'écoulement stabilisée à $V=1,95$ m/s

A 1,95 m/s, le maximum de puissance est de 7,6 Kw à $\lambda=2,5$. Les mesures réalisées en parallèle avec le multimètre corroborent ces résultats car l'intensité était de 5,5 A et la tension de 690 V. Le produit correspond donc bien aux mesures internes du variateur pour le maximum de puissance :

$$P = 2 \cdot U \cdot I = 2 \cdot 690 \cdot 5,5 = 7,59 \text{ Kw} \quad (7-2)$$

Cette puissance correspond à un $C_p=1,02\pm 0,05$ selon la définition de l'équation (1-2), et un $\lambda=2,5\pm 0,2$ selon l'équation (3-9).

Les courbes de la figure 7-12 sont obtenues lors d'un essai de dix minutes avec la vitesse d'écoulement stabilisée autour de 1,9 m/s. La variation de vitesse est réalisée à l'aide d'une commande manuelle permettant de faire varier la tension aux bornes des génératrices.

A 1,9 m/s, lorsque la vitesse de rotation optimale est trouvée ($\lambda=2,5$), la moyenne de la puissance obtenue en sommant les puissances des deux colonnes est d'environ 7 Kw. Cette puissance correspond également à un $C_p=1,02\pm 0,05$ selon la définition de l'équation (1-2), et un $\lambda=2,5\pm 0,2$ selon l'équation (3-9).

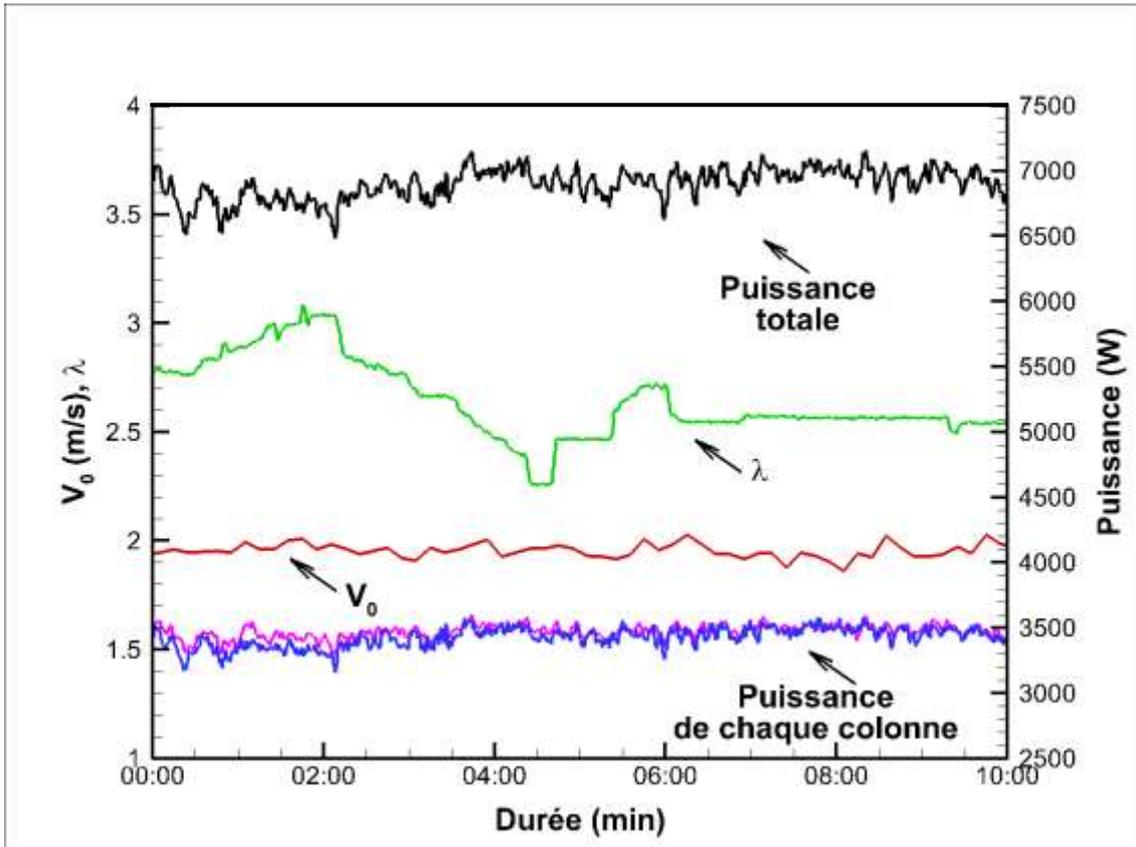


Figure 7-12. Courbe de puissance en fonction de la vitesse de rotation pour une vitesse stabilisée à $V=1,9$ m/s

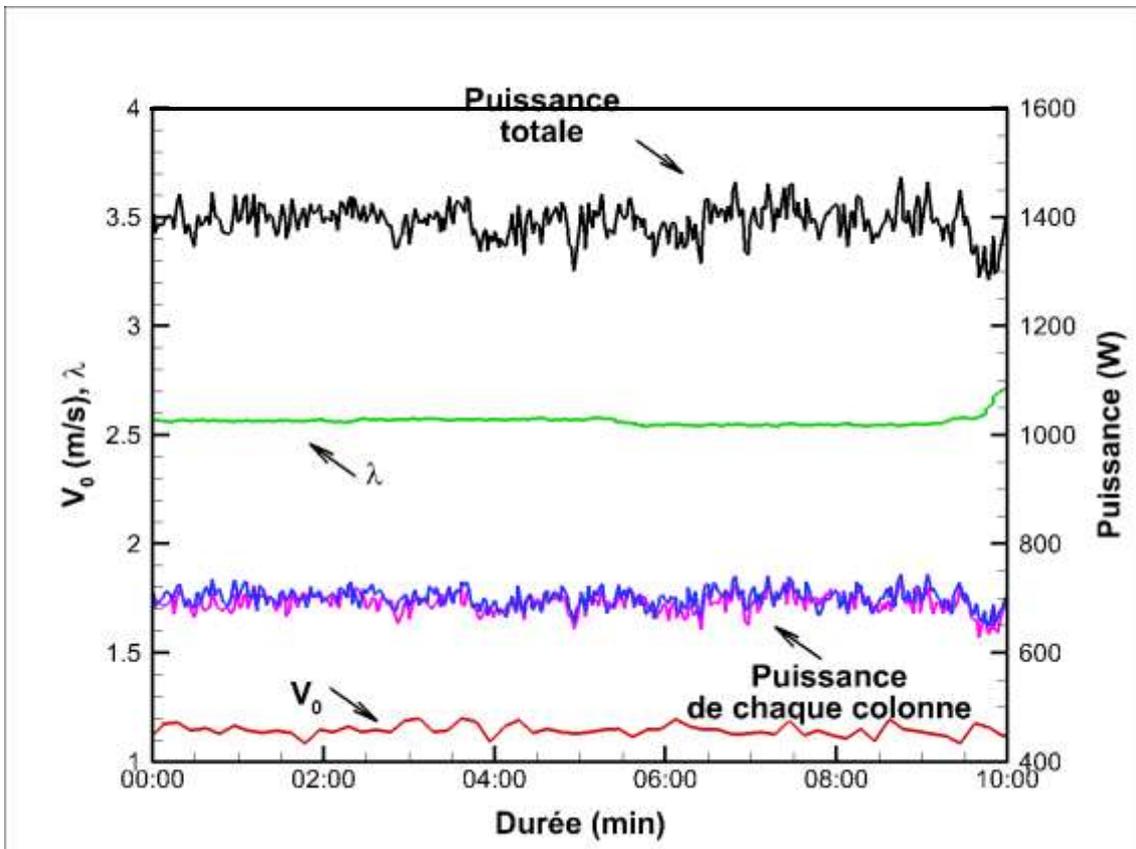


Figure 7-13. Courbe de puissance en fonction de la vitesse de rotation pour une vitesse stabilisée à $V=1,15$ m/s

Les courbes de la figure 7-13 sont obtenues lors d'un essai de dix minutes avec la vitesse d'écoulement stabilisée autour de 1,15 m/s.

A cette vitesse d'écoulement plus faible, le paramètre d'avance λ selon l'équation (3-9) reste quasiment identique mais le coefficient de performance C_p selon la définition de l'équation (1-2) diminue légèrement : $C_p=0,90\pm0,05$. Ce résultat est assez logique compte tenu de la baisse de performance attendue lorsque l'on diminue le nombre de Reynolds (cf. section 5.6.4).

Concernant les propriétés d'auto-démarrage, l'hydrolienne ne prend de la vitesse qu'à partir de 0,95 m/s. Ce résultat peut paraître décevant mais doit être relativisé compte tenu de la conception du prototype où la taille relative des paliers par rapport à celle des roues est importante. Sur la future machine industrielle, les frottements seront réduits et l'auto démarrage se situera plutôt autour de 0,8 m/s. Concernant l'angle de lacet, aucune influence significative sur la performance n'a été constatée si le défaut angulaire restait inférieur à 5 degrés.

7.2.2.2 Comparaison avec les résultats numériques

Le tableau de la figure 7-14 compare les performances obtenues avec les calculs numériques 2D de la section 5.6 et les mesures expérimentales.

	Numérique 2D	Expérimental
Coefficient de performance C_p	1,27	1,02±0,05
Paramètre d'avance Lambda	2,5	2,5 ±0,2

Figure 7-14. Comparaison des résultats numériques et expérimentaux avec les principaux paramètres adimensionnels

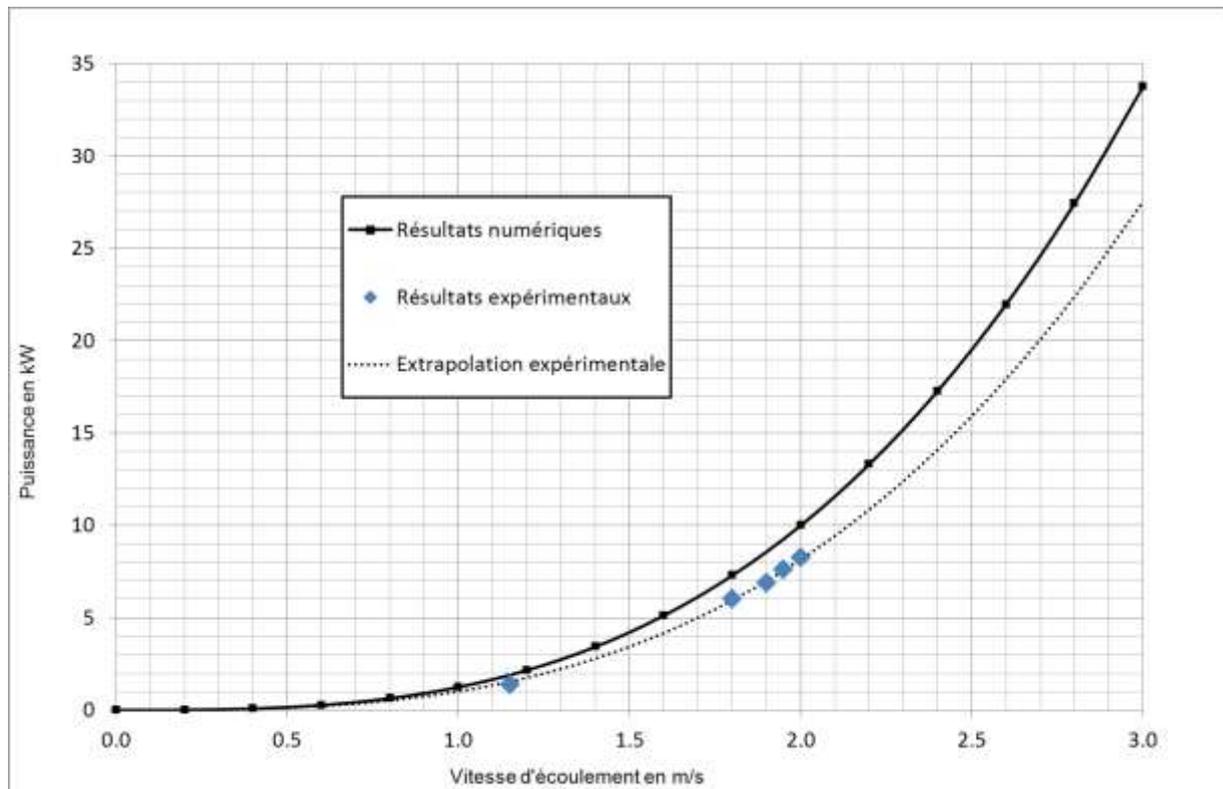


Figure 7-15. Comparaison des résultats numériques et expérimentaux à partir de cinq points de mesure

La courbe de la figure 7-15 compare les résultats numériques avec différents points de mesure expérimentaux. Une courbe dite « expérimentale » est tracée par extrapolation des points de mesure afin de présenter une projection sur les puissances atteignables avec des vitesses de 0 à 3 m/s.

Des résultats expérimentaux inférieurs aux résultats numériques étaient attendus compte tenu des pertes engendrées par une variété de phénomènes tridimensionnels dissipatifs (tourbillons de bout de pale, effet de surface libre, etc.) qui n'étaient pas pris en compte dans les calculs fondés sur les modèles bidimensionnels du chapitre 5. D'autre part, le rendement de la chaîne électrique (environ 0,9), n'avaient évidemment pas non plus été pris en compte, omission qui peut être facilement corrigée.

L'allure de la courbe de la figure 7-15, fondée sur une extrapolation de quatre points de mesure, paraît donc réaliste. Il reste à la confirmer sur des valeurs plus élevées de la vitesse qui pourraient, en principe, être produites dans le canal. Ces nouveaux points devraient de ce point de vue montrer un décalage théorie/expérience plus important. La prédiction des performances de cette turbomachine pourrait ainsi être assez facilement paramétrée et condensée à partir d'un seul coefficient de réduction du coefficient de performance théorique. Il est clair que la validation de l'existence de ce coefficient apportera un test de la cohérence des mesures. Il sera certainement un peu différent pour d'autres types de carénages mais gardera son ordre de grandeur puisque les carénages ont un effet essentiellement bidimensionnel. Pour d'autres types de turbines qui viseront en revanche à limiter les effets tridimensionnels, ce coefficient offrira une mesure quantitative des gains.

7.2.2.3 Impact de l'hydrolienne

Les figures 7-16, 7-17 et 7-18 sont des photographies prises avec l'hydrolienne en fonctionnement, avec respectivement, une vue de l'amont, où rien ne laisse présager la présence de l'hydrolienne, une vue de l'aval, où l'on observe une perturbation de la surface libre sur une cinquantaine de mètres, et enfin une vue du ressaut local.



Figure 7-16. Ecoulement amont avec l'hydrolienne en fonctionnement. $V = 2$ m/s



Figure 7-17. Sillage de l'hydrolienne en fonctionnement. $V = 2$ m/s



Figure 7-18. Ressaut local avec l'hydrolienne en fonctionnement. $V= 2 \text{ m/s}$

7.2.3 Résultats obtenus avec l'hydrolienne sans carénage

7.2.3.1 Performances globales

Le prototype a ensuite été testé sans les carénages afin de pouvoir quantifier l'apport réel de ces derniers. Cependant, cette configuration ne peut pas être assimilée à une turbine nue puisqu'il y a des plaques de séparation entre chaque turbine et des montants verticaux au centre et sur les côtés.

Les courbes de la figure 7-19 sont obtenues lors d'un essai de dix minutes avec la vitesse d'écoulement stabilisée autour de 1,55 m/s. Les mesures sont faites simultanément sur les deux colonnes de turbines. Lors des mesures de puissance, les deux colonnes tournent à la même vitesse (relation maître-esclave).

A 1,55 m/s, le maximum de puissance est de 1,4 Kw à $\lambda=1,8$. Cette puissance correspond à un **$C_p=0,39\pm0,05$** selon la définition de l'équation (1-2), et un **$\lambda=1,8\pm0,1$** selon l'équation (3-9). Comme prévu, les résultats sont nettement inférieurs à la version carénée.

L'auto-démarrage se fait avec des vitesses d'écoulement légèrement supérieures à celles de la machine carénée, de l'ordre de 1,1 m/s. Ce résultat est logique compte tenu de l'accélération produite par la présence des carénages.

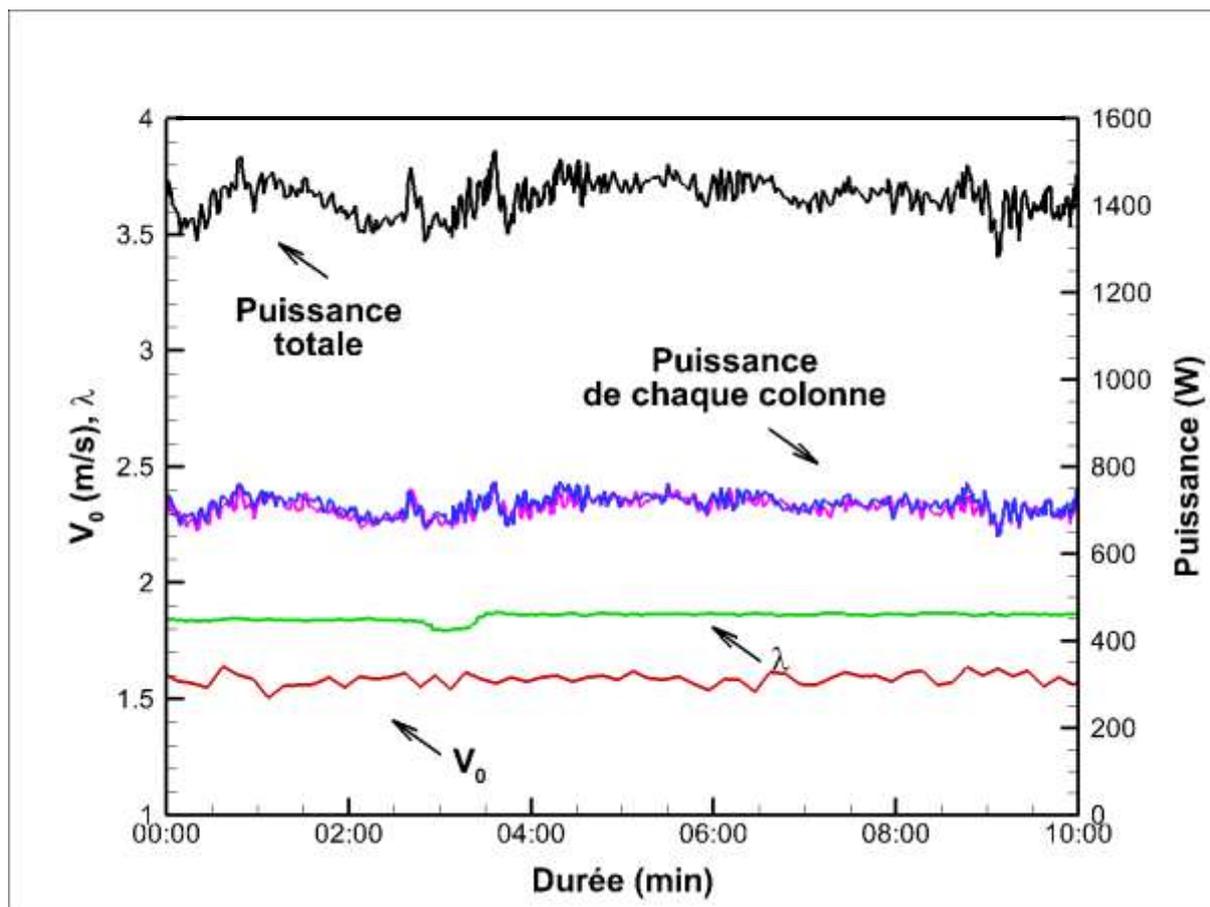


Figure 7-19. Courbe de la puissance en fonction de la vitesse de rotation pour une vitesse stabilisée à $V=1,55$ m/s

7.2.3.2 Comparaison avec les résultats numériques

Le tableau de la figure 7-20 compare les performances obtenues avec les calculs numériques 2D de la section 5.4 et les mesures expérimentales.

	Numérique 2D	Expérimental
Coefficient de performance C_p	0,49	$0,39 \pm 0,03$
Paramètre d'avance λ	1,8	$1,8 \pm 0,2$

Figure 7-20. Comparaison des résultats numériques et expérimentaux avec les principaux paramètres adimensionnels

Comme pour la configuration avec carénages, les différences numérique-expérience sont dues aux pertes engendrées par les phénomènes 3D (tourbillons de bout d'aile, effet de surface libre, etc.) et par le rendement de la chaîne électrique (environ 0,9), non pris en compte dans les calculs numériques 2D.

Conclusions et perspectives

Conclusions et perspectives

Les travaux réalisés dans le cadre de cette thèse avaient pour objectif général de contribuer au développement de l'hydrolienne HARVEST en réalisant et testant un prototype complet permettant de démontrer l'intérêt du concept, de comprendre les phénomènes physiques mis en jeu, et de valider certains outils numériques développés au sein du laboratoire LEGI. Ce prototype a été installé et testé dans un canal à ciel ouvert situé près de Grenoble.

Pour ce faire, une partie importante de cette thèse consistait à intégrer les travaux réalisés par les laboratoires partenaires, à la fois conceptuels, numériques et expérimentaux, pour définir la géométrie des turbines et de la tour HARVEST. Même si ce travail comportait de forts couplages entre les disciplines, les premiers éléments pris en compte dans les choix de conception furent de nature hydrodynamique. Avant de réaliser la conception de la machine et de choisir les matériaux/procédés, il fallait définir les formes présumées idéales pour la performance de la machine. Le dimensionnement et les choix de fabrication ont été ensuite réalisés avec l'objectif de se rapprocher au plus près des géométries hydrodynamiques jugées idéales.

Avant d'étudier le prototype dans sa globalité, les premiers travaux de conception ont porté sur l'amélioration des performances intrinsèques de la turbine Achard placée en écoulement libre (Chapitre 3). L'hypothèse sous-jacente à cette démarche revenait à admettre que toute amélioration réalisée en écoulement libre se retrouverait en configuration de tour carénée, et qu'il était donc justifié de découpler certaines études préliminaires. Pour améliorer la turbine, l'effort majeur a porté sur la réduction des pertes de performances causées par les phénomènes tridimensionnels. En effet, les forces motrices d'une turbine à flux transverse sont de nature bidimensionnelle, c'est-à-dire perpendiculaires à l'axe de rotation vertical de la turbine. Les phénomènes suivant l'axe vertical sont quant à eux des sources de dissipation non récupérables, éloignant ainsi inexorablement le rendement de la turbine de la limite de Betz. Des formes optimisées, principalement aux extrémités des pales, ont été proposées pour limiter ces phénomènes et ont permis d'obtenir des gains de performance significatifs, faisant évoluer le rendement de 33% à 40% (résultats expérimentaux du chapitre 4). Les propositions ont été établies à partir des travaux théoriques, et l'analyse des résultats numériques et expérimentaux obtenus dans les thèses précédentes.

Les travaux de conception se sont ensuite portés sur la tour HARVEST complète et plus particulièrement sur le prototype de canal. Avant de travailler sur la conception mécanique du système, les caractéristiques du canal hydraulique ont été étudiées pour définir les paramètres géométriques généraux du prototype. Ainsi, une tour de quatre étages de turbine de 50 cm chacune (diamètre=hauteur) a été choisie afin de démontrer que le concept HARVEST fonctionnait avec plusieurs étages de petites turbines. Une fois ces choix réalisés, l'influence de la forme des carénages hydrodynamiques a été étudiée à l'aide d'outils numériques développés au LEGI (chapitre 5). La modélisation choisie est un calcul instationnaire URANS (Unsteady Reynolds-Averaged Navier Stokes)

en deux dimensions, dont les choix de la modélisation numérique (schéma numérique, finesse du maillage, critères de convergence, etc.) sont en partie issus des précédentes thèses du LEGI. Plusieurs profils de carénages ont été étudiés et celui jugé le meilleur a été testé expérimentalement. Cependant, les calculs d'optimisation réalisés dans le cadre de cette thèse sont sommaires et laissent penser que des améliorations importantes pourront être réalisées par la suite.

Les différents dessins de turbines et de carénages ayant été définis à partir de considérations hydrodynamiques et les chargements associés calculés, la conception et le dimensionnement mécanique du prototype ont été entrepris avec des calculs éléments finis élastiques (chapitre 6). Les objectifs étaient de construire une machine fiable, avec un coût de fabrication raisonnable, permettant de changer facilement de configuration de carénages. Les études ont été menées en collaboration avec le Centre d'Ingénierie Hydraulique d'EDF et la fabrication a été réalisée par la société VALLA (Villeurbanne, 69), spécialisée dans le prototypage.

En parallèle de l'étude de l'hydrolienne, une plateforme d'essai a également été conçue pour permettre de réaliser la manutention et le stockage de l'hydrolienne, d'intégrer l'armoire électrique et les bureaux d'expérimentation, et d'accueillir des visiteurs en toute sécurité sur le site d'essai (section 6.1). Cette plateforme a été fabriquée par l'entreprise CMI (Saint Quentin sur Isère, 38), spécialisée dans les ponts roulants.

Les essais réalisés avec le prototype ont permis de valider la conception du système et les simulations numériques. Aucun problème mécanique n'a été observé et les mesures de performances ont pu être réalisées dès les premières mises à l'eau. Les résultats obtenus, présentés dans la section 7.2, confirment les performances annoncées par les calculs numériques et positionne le concept HARVEST comme un des systèmes les plus performants du marché, en particulier grâce à ses carénages hydrodynamiques. Les simulations numériques du chapitre 5 montrent ainsi leur utilité, malgré le caractère bidimensionnel des modèles qui majorent a priori les performances. Ainsi, les pertes causées par les phénomènes tridimensionnels (tourbillons de bout d'aile, effet de surface libre, etc.) ne sont pas intégrés dans les calculs, conduisant ces derniers à une surestimation du rendement. Cependant, cette surestimation a pratiquement le même rapport avec les différentes configurations et se trouve être de l'ordre de 25%. Il est donc possible de prendre en compte ce rapport dans les estimations de puissance pour arriver in fine à une incertitude de prédiction à partir des calculs numériques d'environ 10%. Même si cette incertitude peut paraître importante, il ne faut pas oublier que les prévisions énergétiques sur les hydroliennes en site réel sont beaucoup plus incertaines que celles des turbines classiques à cause des incertitudes sur les conditions de confinement et sur les vitesses d'écoulement (puissance au cube de la vitesse). En conclusion, les modélisations URANS utilisées constituent un outil de prédiction énergétique satisfaisant pour les hydroliennes à flux transverse avec un bon compromis rapidité/précision. Des calculs de la tour en trois dimensions ne sont pas envisageables dans l'immédiat au regard du temps de calcul.

Concernant l'impact du prototype, il n'a pas été possible de mesurer précisément le ressaut local et le sillage ; de simples estimations visuelles ont permis d'évaluer l'ordre de grandeur du ressaut.

Les perspectives de ce doctorat sont nombreuses. Elles ouvrent plusieurs sujets d'études fondamentales ; cependant, en demeurant dans l'esprit de transfert industriel de cette thèse, ce sont les applications industrielles qui vont être ici en ligne de mire.

Concernant l'amélioration des turbines, une marge d'augmentation des performances subsiste probablement en continuant de jouer sur l'optimisation des formes afin de diminuer encore les phénomènes tridimensionnels. Cependant, les gains de rendement deviendront de moins en moins significatifs. A ce stade, l'amélioration des paramètres par l'approche expérimentale demande des mesures très fines ; cette approche semble en tous cas trop coûteuse (multiplication des maquettes). L'approche numérique semble plus pertinente avec des outils d'optimisation géométrique automatiques, tel que des algorithmes génétiques. Les calculs tridimensionnels restent très coûteux en temps et ne devront être utilisés que ponctuellement pour l'analyse des phénomènes physiques impossibles à capter avec des modèles bidimensionnels. Plus que la turbine elle-même, l'élément le plus sensible pour les performances de l'hydrolienne est sans aucun doute le carénage latéral. Notons que l'étude de sa forme optimale ne peut être complètement dissociée des conditions de confinement du site où sera implantée l'hydrolienne. Ainsi, des abaques donnant les caractéristiques de carénage les mieux adaptées en fonction de la bathymétrie des sites devront être réalisés. Les configurations étudiées concerneront toujours les tours bi-colonnes à carénages symétriques dont les performances sont bien meilleures que celles des tours mono-colonne dotées de carénages symétriques (cf. [Mentxaka Roa, 2011]).

Une autre perspective est de construire un modèle numérique macroscopique de tour, validé par des mesures de sillage sur le site d'essai ETHIC. Un tel modèle est en effet indispensable pour optimiser l'architecture de parc de plusieurs tours. En effet, il serait inenvisageable d'utiliser les modèles d'écoulements RANS autour de turbines isolées ou logées au sein d'une tour car le coût de calcul serait vite excessif. Il faut donc changer d'échelle et abandonner l'échelle de la turbine ou de la pale (microscopique) pour celle de la tour (macroscopique). Une réflexion sur les types de modèles les plus appropriés est en cours au LEGI et il est clair en outre qu'une grande attention devra être apportée à la description du sillage. Les modèles à étudier se classent selon trois catégories [Masson, 1998] : (1) modèles couplant des termes sources aux équations de Navier-Stokes [Rajagopalan, 1985], (2) modèles basés sur la théorie tourbillonnaire [Gohard, 1978], [Strickland, et al., 1979], et (3) modèles à tubes de courant basé sur la conservation de la quantité de mouvement [Templin, 1974], [Strickland, 1975], [Paraschivoiu, 1981]. Les différents types de modèles sont issus d'études sur les éoliennes et leurs performances sur des cas d'hydroliennes sont assez mal connues. En tout état de cause, il sera nécessaire de valider un tel modèle macroscopique par des résultats expérimentaux. Pour cela, il faut profiter du fait que les hydroliennes fonctionnent dans des écoulements à surface libre et qu'un moyen privilégié pour mesurer l'impact de la machine sur l'écoulement est de pouvoir mesurer l'évolution spatiale de la surface libre en aval.

Enfin, les perspectives industrielles de ce doctorat sont prometteuses. En effet, les résultats obtenus ont permis de conforter l'intérêt sur le plan industriel du convertisseur HARVEST, défendu

par un portefeuille d'une dizaine de brevets. Ainsi, durant les trois années de cette thèse, EDF et Grenoble-INP, détenteurs à parts égales de ce portefeuille, ont conjointement recherché des sociétés capables de fabriquer et de commercialiser le système sur le marché fluvial et sur le marché marin. Après des recherches délicates et des cheminements qui n'étaient pas vraiment rectilignes, le choix s'est finalement porté sur la société Hydroquest, Jeune Société Innovante basée à Grenoble et créée en 2010 pour industrialiser le concept. Hydroquest, soutenue conjointement par EDF et Grenoble-INP, se positionne comme un futur leader dans le marché international des hydroliennes, et souhaite attaquer prioritairement les marchés fluviaux et estuariens. Les applications marines sont moins directes, à cause des incertitudes sur le marché futur et de certains verrous technologiques qui subsistent ; elles nécessiteront des investissements plus importants. La réussite industrielle est donc envisageable à plus à plus long terme et dans le cas d'HARVEST, dépendra beaucoup du succès des machines fluviales fournies par la société Hydroquest.

Annexes

Annexe A

A. Types de modélisations fluides envisageables

Le type de modélisation à utiliser pour simuler l'écoulement autour d'une voilure tournante, d'après [Leishman, 2002], dépend de l'objectif de la simulation et de la précision attendue (figure A-1). Dans certains cas, on peut s'intéresser uniquement à l'effet moyen de la rotation des pales pour déterminer les performances globales de la turbine. Pour ces études, les « **approches globales** » de type tube de courant ou basées sur la théorie tourbillonnaire sont les moins coûteuses et les plus adaptées. [Islam, et al., 2008] ont publié récemment un état de l'art des modèles utilisés pour de telles « approches globales ».

Lorsque l'on souhaite étudier finement l'écoulement autour des pales, connaître avec précision le chargement sur les pales ou encore obtenir une description détaillée du sillage, on utilise plutôt des « **approches locales** », issues des équations de Navier-Stokes, comme les approches dites RANS, DES, LES ou DNS, qui diffèrent entre elles par une modélisation plus ou moins fine des structures tourbillonnaires. La signification de ces sigles est précisée en légende de la figure A-1 et explicitée pour chaque approche dans les paragraphes qui suivent.

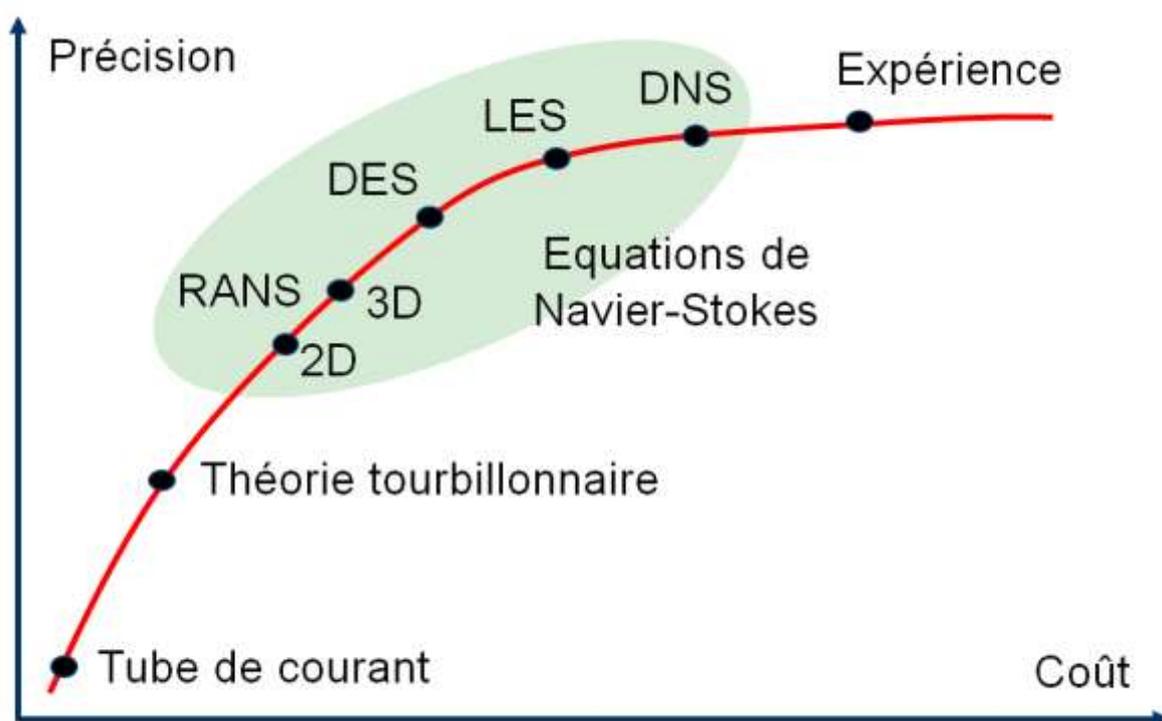


Figure A-1. Modélisations fluides envisageables pour l'étude des turbines à flux transverse. RANS : Reynolds Averaged Navier-Stokes. DES : Detached Eddy Simulation. LES : Large Eddy Simulation. DNS : Direct Numerical Simulation.

L'approche expérimentale qui figure sur le diagramme de la figure A-1 ne constitue pas à proprement parler une « modélisation fluide ». Elle intervient sur cette figure comme point de référence en matière de précision essentiellement et de coût dans une moindre mesure. En effet, des simulations par approches moyennées ou statistiques RANS 2D, telles qu'elles seront conduites dans la suite, permettent bien d'analyser l'écoulement autour de la turbine pour un coût très réduit par rapport à l'expérience mais, en général, au prix d'une perte de précision par rapport à la réalité physique. Le même type d'approche, mais 3D fait tout de suite grimper les coûts sans pour autant saisir précisément certains phénomènes comme le décrochage dynamique. Enfin, une approche directe de type DNS permettrait d'atteindre un niveau de précision de la prédiction numérique comparable à l'expérience mais pour un coût qui, dans le cas des écoulements à grand nombre de Reynolds considérés, serait considérable.

Passons maintenant rapidement en revue les travaux numériques, relatifs à ces différents niveaux, qui se trouvent disponibles dans la littérature et qui sont jugés pertinents pour notre application de turbine à flux transverse.

➤ **Tube de courant**

Les modèles fondés sur les **tubes de courant** supposent que la variation de la quantité de mouvement dans un tube de courant traversant la turbine est égale aux forces qui s'appliquent sur les pales dans ce même tube (figure A-2). Les modèles les plus simples donnent accès au rendement et à la traînée en fonction du débit passant dans la turbine, tandis que les modèles les plus élaborés estiment ces mêmes grandeurs en fonction de l'angle azimutal des pales.

Le premier modèle de ce type a été proposé par [Templin, 1974]. Il utilise un seul tube de courant et un disque qui représente l'ensemble de la turbine, en supposant la vitesse uniforme, sans tenir compte des variations de vitesse entre l'amont et l'aval (figure A-2 a). Les pales sont assimilées à une seule pale équivalente, dont la corde est la somme de toutes les cordes des pales. Pour améliorer ce modèle, [Strickland, 1975] a proposé un disque à plusieurs tubes de courant, indépendants du point de vue hydrodynamique (figure A-2 b). En résolvant l'équation de quantité de mouvement, il obtient la variation de vitesse selon la direction perpendiculaire à l'écoulement. Une approche encore plus sophistiquée a été présentée par [Paraschivoiu, 1981] avec un modèle à deux demi-disques disposant chacun de plusieurs tubes de courant (figure A-2 c). L'utilisation de deux demi-disques permet l'estimation de la variation des vitesses amont et aval. Les versions les plus avancées prennent en compte le décollement dynamique. D'après [Paraschivoiu, 2002], tous ces modèles fondés sur la conservation de la quantité de mouvement sont limités à de faibles paramètres d'avance et à de faibles solidités. De plus, l'écoulement étant supposé pseudo-stationnaire, les efforts instantanés sur les pales sont inexacts (voir [Takamatsu, et al., 1985]).

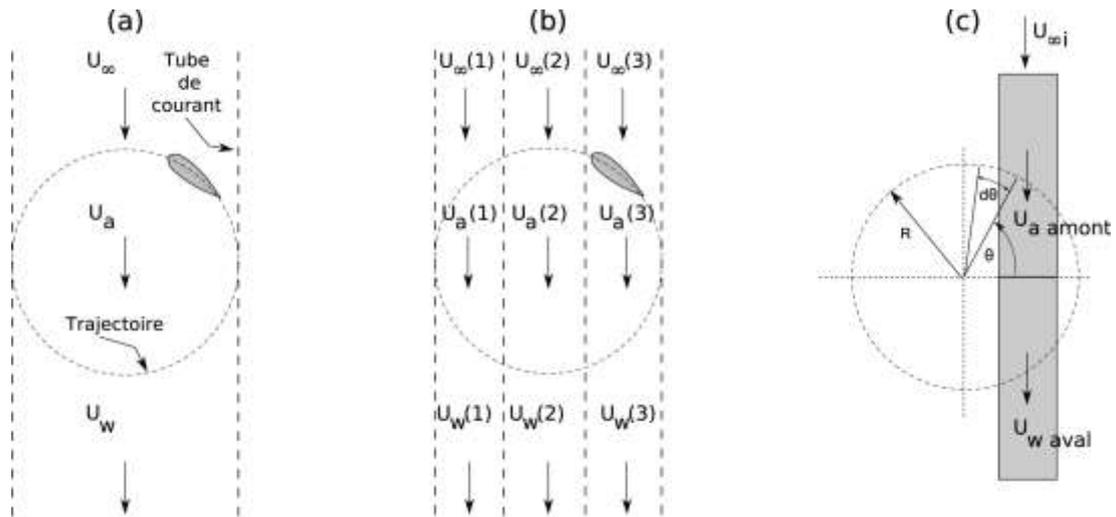


Figure A-2. Les modèles fondés sur les tubes de courant : (a) un seul tube de courant, (b) disque à plusieurs tubes de courant et (c) deux demi-disques amont-aval

➤ **Théorie tourbillonnaire**

Les modèles basés sur la **théorie tourbillonnaire** consistent à remplacer les pales par un ou plusieurs fils représentant des tourbillons dont l'intensité est déterminée grâce aux coefficients hydrodynamiques du profil et à la vitesse locale (figure A-3). Cette vitesse est calculée selon la loi de Biot-Savart à partir de la superposition de la vitesse de l'écoulement non perturbé et de celle induite par la présence des tourbillons. La pression n'apparaît pas explicitement dans l'équation de transport de la vorticité et n'est pas nécessaire pour calculer le champ de vitesse. Pour fermer le modèle, il est nécessaire d'utiliser une loi entre l'intensité du tourbillon au niveau de la pale et la vitesse relative locale. La meilleure solution consiste à relier la circulation autour de la pale à la vitesse relative locale grâce au coefficient de portance.

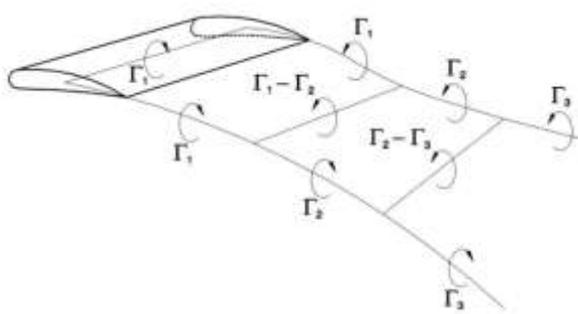


Figure A-3. Lignes tourbillonnaires pour un élément de pale

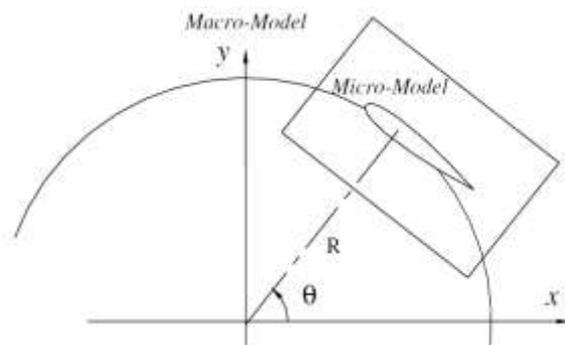


Figure A-4. Couplage d'un macro-modèle tourbillonnaire avec un micro-modèle

Le premier modèle 1D de ce type a été introduit par [Larsen, 1975], ensuite perfectionné par [Fanucci, et al., 1976] et [Strickland, et al., 1979], qui ont développé les versions 2D et 3D, respectivement. Ainsi comme les modèles fondés sur la conservation de la quantité de mouvement, les modèles tourbillonnaires requièrent des coefficients hydrodynamiques expérimentaux. Ceux-ci

sont généralement obtenus à partir de tests permanents en écoulement non tournant, et diffèrent sensiblement de ceux de la pale en rotation qui correspondent à des écoulements transitoires. Les modèles tourbillonnaires sont plus onéreux en temps de calcul que les autres « approches globales » car la loi de Biot-Savart est utilisée pour chaque lâcher tourbillonnaire. En revanche, les résultats sont plus réalistes.

Des approches intéressantes ont été proposées par [Ponta, et al., 2001] et [Wang, et al., 2007]. La figure A-4 schématise le couplage d'un macro-modèle tourbillonnaire avec un micro-modèle de type éléments finis (premier référence) ou singularités (deuxième référence). Le modèle tourbillonnaire fournit les conditions limites aux frontières du domaine du micro-modèle. Ainsi, ces modèles n'utilisent pas de coefficients hydrodynamiques expérimentaux. Ils prennent notamment en compte la cambrure de l'écoulement et sont donc plus précis.

➤ **Equations de Navier-Stokes (RANS, DES, LES et DNS)**

Les méthodes issues des équations de Navier-Stokes, apparaissent comme un meilleur choix pour s'affranchir des limitations évoquées précédemment. Néanmoins, ces approches requièrent une attention particulière à la modélisation de la turbulence. D'une modélisation totale (équations moyennées) à une simulation totale (simulation directe), de nombreuses méthodes de capture des échelles turbulentes existent dont les principales sont maintenant brièvement décrites.

Les **équations de Navier-Stokes moyennées ou RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes)** 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 ses moments d'ordre plus ou moins élevés. En revanche, si l'écoulement est instationnaire et à la condition de réaliser une moyenne de phase synchronisée avec la période de l'harmonique principal 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 moyenniser les petites fluctuations mais assez court pour conserver l'aspect instationnaire des grandes fluctuations de l'écoulement, il s'agit du modèle URANS. Les modélisations stationnaires simulées par la technique RANS sont les plus employées car elles sont peu coûteuses. Les modélisations instationnaires simulées par la technique URANS commencent à être couramment répandues dans l'industrie. C'est ce type de simulation qui sera utilisé pour modéliser l'écoulement des hydroliennes dans cette thèse. Le recours à une approche RANS ou URANS suppose des lois de fermeture ou modèles de turbulence pour exprimer des produits de fluctuations turbulentes en fonction des seules grandeurs moyennes.

La **simulation des grandes échelles ou LES (Large Eddy Simulation)** permet de simuler une partie du spectre de la turbulence. Les structures tourbillonnaires représentables dans les maillages utilisés sont directement simulées tandis que les structures dont l'échelle spatiale est inférieure à la maille sont modélisées à l'aide d'un modèle dit sous-maillages. Les équations utilisées sont les équations dites

de Navier-Stokes filtrées – et non plus moyennées. La LES permet une représentation d'un écoulement turbulent bien plus fine que celle offerte par l'approche RANS mais exige le recours à des maillages beaucoup plus raffinés ainsi qu'à des pas de temps réduits, ce qui rend cette approche trop coûteuse pour des écoulements à grand nombre de Reynolds.

La **simulation numérique directe ou DNS (Direct Numerical Simulation)** entend simuler le spectre complet : aucune modélisation n'est effectuée. Cela nécessite un raffinement encore plus important, rendant ainsi les coûts de calcul prohibitifs dès que le nombre de Reynolds de l'écoulement dépasse quelques milliers.

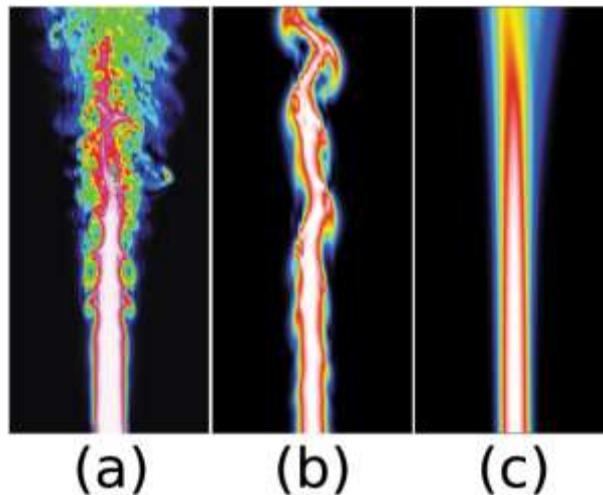


Figure A-5. Comparaison des méthodes numériques issues des équations de Navier-Stokes : (a) DNS, (b) LES et (c) RANS. Source : [Spalart, 2000].

La figure A-5 compare la simulation numérique d'une flamme de combustion turbulente réalisée par [Spalart, 2000] avec différents types de modélisation. A gauche, toutes les échelles de turbulence sont résolues par une simulation DNS. Au centre, la simulation LES résout les échelles de turbulence les plus grandes et modélise les plus petites. A droite, toutes les échelles de turbulence sont modélisées par une simulation RANS. D'une simulation très riche en détails mais très onéreuse (DNS), on passe progressivement à une simulation plus simple, où seulement les champs moyens sont obtenus (RANS).

Pour s'affranchir de l'empirisme des méthodes RANS et pour réduire les temps de calcul introduits par les modélisations de turbulence plus avancées, la **méthode hybride RANS-LES ou DES (Detached Eddy Simulation)** commence à se répandre dans le milieu industriel. Il s'agit d'utiliser une méthode RANS au voisinage des parois et une méthode LES en dehors de ces zones. La méthode DES évite de mailler finement les zones où les couches limites se développent, réduisant ainsi considérablement le temps de calcul par rapport à un calcul utilisant uniquement la méthode LES.

[Simão Ferreira, et al., 2010] sont les premiers chercheurs à utiliser la méthode LES pour simuler le fonctionnement d'une turbine à flux transverse. La géométrie choisie est une machine Darrieus mono-pale de profil NACA0015. Les auteurs ont comparé quatre approches bidimensionnelles : deux

RANS (avec les modèles de turbulence Spalart-Allmaras et $k-\varepsilon$ RNG [Yakhot, et al., 1986]), LES et DES (hybride RANS-LES). Les résultats ont été confrontés au champ de vortacité expérimental obtenu par la méthode PIV de [Simão Ferreira, et al., 2009]. Le premier modèle RANS sous-estime la création et le lâcher des tourbillons, tandis que le deuxième est capable de mieux approcher la vortacité moyenne, même s'il n'arrive pas à décrire correctement la convection des tourbillons. La méthode LES est l'approche la moins réaliste, probablement à cause d'une modélisation incorrecte de la région proche de la paroi. Le modèle DES donne la meilleure description de l'écoulement en termes de création, lâcher et convection des tourbillons et possède une faible sensibilité au raffinement spatial et temporel. Les différences entre les modèles de turbulence en ce qui concerne la physique d'évolution des tourbillons ont un impact direct sur les estimations des forces tangentielles et normales agissant sur la pale.

Annexe B

B. Hydroliennes en mer

B.1 La ressource

Pour présenter un intérêt économique, les hydroliennes doivent être installées sur des sites où la vitesse du courant est supérieure à 2 m/s (l'énergie du courant varie avec le cube de la vitesse).

Il convient tout d'abord de distinguer les courants de marée des grands courants marins océaniques qu'on retrouve sur le bord ouest des océans, tel que le Gulf Stream aux Etats-Unis ou le Kuroshio au Japon, qui sont également une source potentielle d'énergie marine importante. Il y a aussi marginalement des courants de passe qu'on trouve par exemple dans certains atolls de Polynésie, qui correspondent à la vidange des lagons régulièrement submergés par les vagues et soumis aux marées.

Les grands courants marins, que l'on peut qualifier de « radiationnels », car ils trouvent leur origine plus ou moins directe dans le rayonnement solaire, se divisent en courants dus au vent et en courants dus à une variation spatiale de la pression hydrostatique (découlant des variations de salinité et de température). Ainsi dans le premier cas, quand le vent souffle, une partie de son énergie est transférée aux couches de surface, jusqu'à plusieurs centaines de mètres. Une fraction de cette énergie est ensuite utilisée à la génération des vagues et une autre à la création des courants. Capturer l'énergie du Gulf Stream dans le détroit de Floride est envisagé depuis plus de trente ans soit à l'aide de gigantesques turbines (projet Coriolis des années 80) soit plus récemment avec des paires de turbines de 1 ou 2 MW installées sous des flotteurs ancrés dans le courant (Florida Atlantic University's Centre of Excellence in Ocean Energy Technology). En captant seulement 1/1000 de l'énergie disponible, on pourrait satisfaire un tiers des besoins en électricité de la Floride, soit 5% du total américain.

Les courants de marée véhiculent quant à eux beaucoup moins d'énergie que les courants radiationnels ; cependant ils constituent des ressources beaucoup plus adaptés à la production d'énergie. Ils sont d'abord plus prédictibles, plus rapides, plus proches des côtes (rapatriement du courant moins coûteux) et se développent sur les eaux peu profondes (dispositifs de conversion plus facile à installer et à maintenir). En Europe, les courants de marée constituent un potentiel exploitable de 15 à 35 TWh/an essentiellement en Grande Bretagne et en France (5 à 14 TWh/an selon EDF correspondant à une puissance installée de 2,5 à 3,5 GW). Les sites français sont en Bretagne et dans le Cotentin: Raz de Sein, Fromveur, Héaux de Bréhat, Raz Blanchard, Raz de Barfleur. Si la ressource à récupérer est relativement modeste le long de nos côtes, environ 3 GW, elle n'en est pas moins intéressante à récupérer : en terme d'acceptabilité (convertisseurs le plus

souvent immergés), en terme de prévisibilité de la ressource (la marée), en terme de localisation à proximité des côtes (raccordement au réseau facilité).

La difficulté principale réside dans l'opération de pose (pendant les quelques minutes de l'étalement de marée) et dans la maintenance qui devra être la plus légère possible et faire appel à des solutions intégrées spécifiques aux convertisseurs.

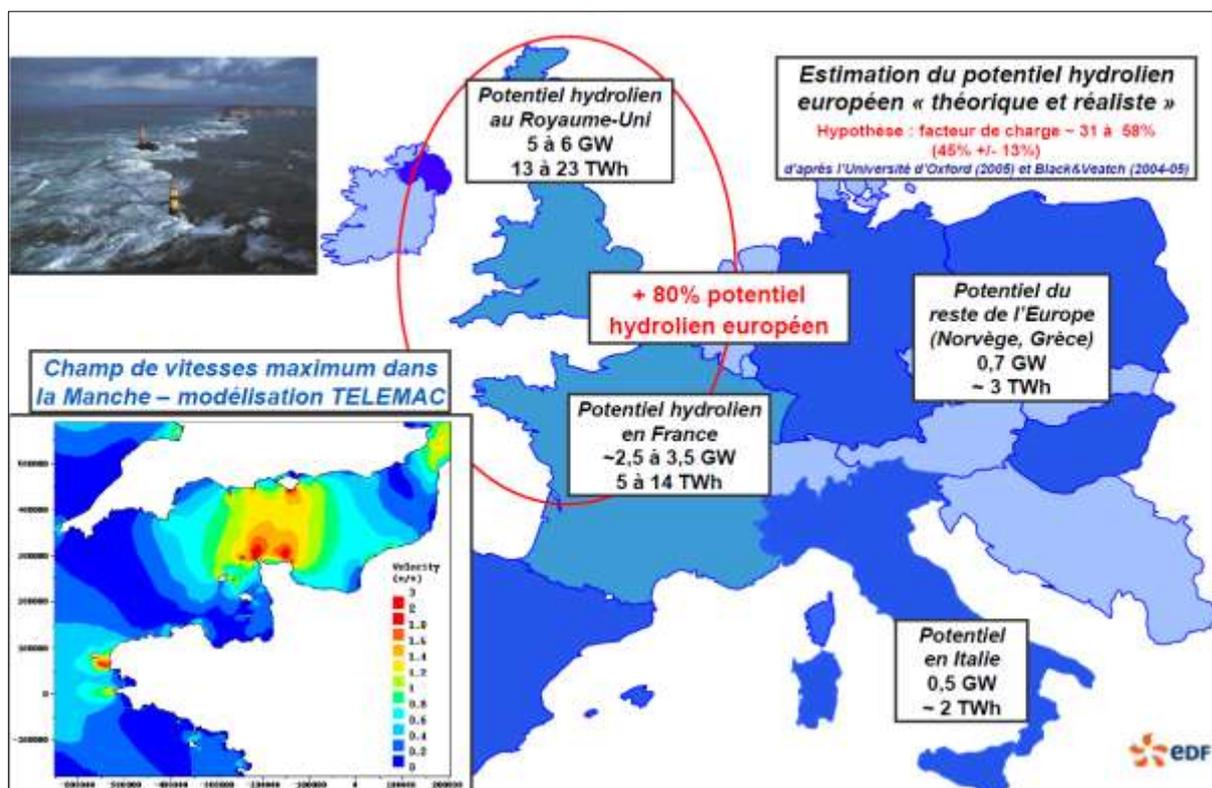
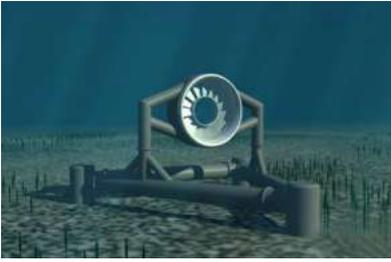
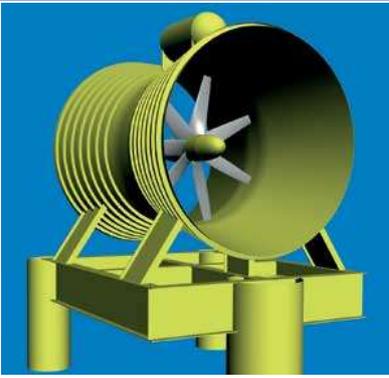


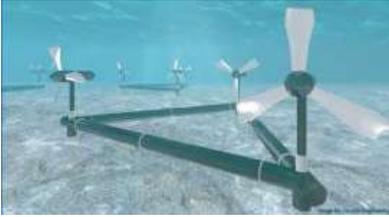
Figure B-1. La ressource en Europe (estimation EDF R&D)

B.2 Les concepts d'hydroliennes marines en développement

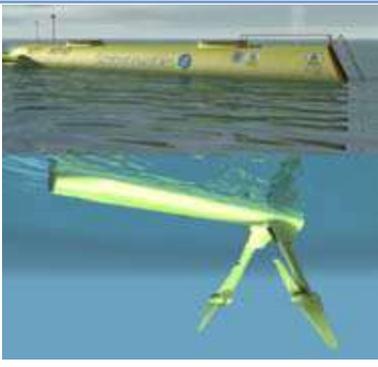
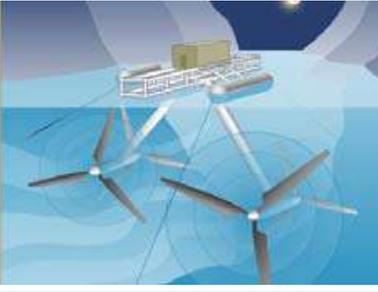
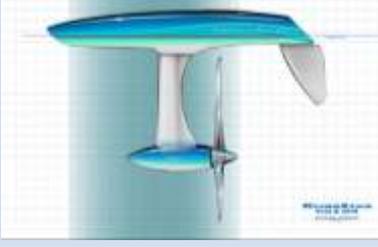
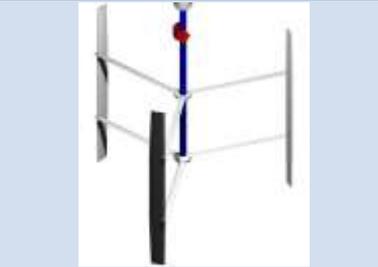
Actuellement, différents projets de récupération de l'énergie des courants marins sont à l'étude. Ces systèmes sont nombreux et largement expérimentaux (jusqu'à 50 selon le centre d'essais hydrolien EMEC du nord de l'Ecosse). Ils sont généralement conçus pour être disposés en parcs de plusieurs dizaines voire centaines de machines. Les hydroliennes peuvent se regrouper en trois familles : (i) à axe horizontal, telles des éoliennes immergées ; (ii) à axe vertical ; (iii) à plan porteur oscillant.

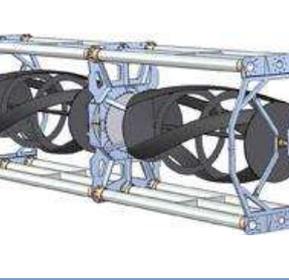
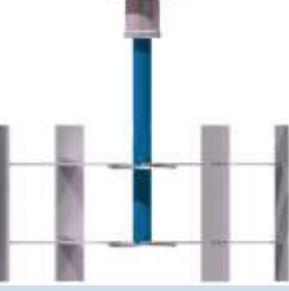
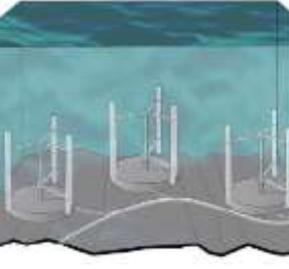
Projet Constructeur Pays	Image	Principe	Site Internet
SEAGEN Marine Current Turbines <i>Angleterre</i>		Double turbine bipale à axe horizontal	www.marineturbines.com
Open Center Turbine OpenHydro Group <i>Irlande</i>		Turbine à centre ouvert avec génératrice périphérique	www.openhydro.com
Marénergie Sabella SAS <i>France</i>		Turbine tripale à axe horizontal	www.sabella.fr
Hammerfest Strom Turbine Hammerfest Strom <i>Norvège / Ecosse</i>		Turbine tripale à axe horizontal	www.hammerfeststrom.com

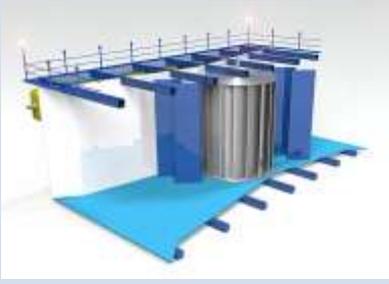
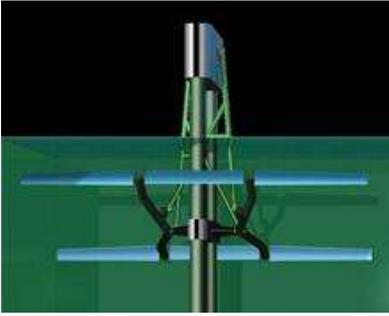
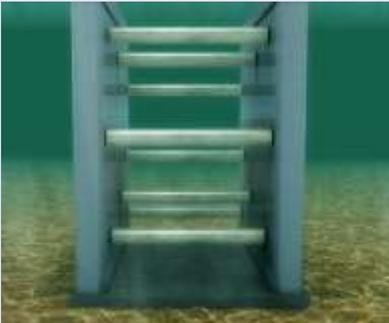
<p>Roosevelt Island Tidal Energy (RITE)</p> <p>Cornwall Ontario River Energy (CORE)</p> <p>Verdant Power</p> <p><i>Etats-Unis</i></p>		<p>Turbine tripale à axe horizontal</p> <p>www.verdantpower.com</p>
<p>ReDAPT</p> <p>Tidal Generation</p> <p><i>Angleterre</i></p>		<p>Turbine tripale à axe horizontal</p> <p>www.tidalgeneration.co.uk</p>
<p>Tidal Current Power Stations</p> <p>Voith Hydro</p> <p><i>Allemagne</i></p>		<p>Turbine tripale à axe horizontal</p> <p>www.voithhydro.com</p>
<p>Rotech Tidal Turbine</p> <p>Lunar Energy</p> <p><i>Ecosse</i></p>		<p>Turbine à axe horizontal équipée d'un Venturi</p> <p>www.lunarenergy.co.uk</p>
<p>Clean Current Turbine</p> <p>Clean Current Power Systems</p> <p><i>Canada</i></p>		<p>Turbine à axe horizontal équipée d'un Venturi</p> <p>www.cleancurrent.com</p>

<p>Solon</p> <p>Atlantis Resources Corporation</p> <p>Singapour</p>		<p>Turbine à axe horizontal équipée d'un Venturi</p> <p>www.atlantisresourcescorporation.com</p>
<p>SmarTurbine Generator</p> <p>Free Flow Power Corp.</p> <p>Etats-Unis</p>		<p>Empilement de turbines à axe horizontal équipées de diffuseurs</p> <p>www.free-flow-power.com</p>
<p>HydroKinetic Turbine</p> <p>Hydro Green Energy</p> <p>Etats-Unis</p>		<p>Turbine à axe horizontal équipée d'un Venturi</p> <p>www.hgenenergy.com</p>
<p>Plateforme Triton</p> <p>TidalStream</p> <p>Angleterre</p>		<p>Turbines à axe horizontal sur structure semi immergée</p> <p>www.tidalstream.co.uk</p>
<p>Delta Stream</p> <p>Tidal Energy</p> <p>Angleterre</p>		<p>Turbines à axe horizontal sur structure triangulaire stable</p> <p>www.tidalenergyltd.com</p>
<p>Turbine Tocardo</p> <p>Tocardo International</p> <p>Hollande</p>		<p>Turbine bipale à axe horizontal</p> <p>www.tocardo.com</p>

B. Hydroliennes en mer

<p>Scotrenewable Tidal Turbine Scotrenewables <i>Ecosse</i></p>		<p>Double turbine à axe horizontal sur flotteur www.scotrenewables.com</p>
<p>Neptune Aquamarine Power <i>Royaume-Uni</i></p>		<p>Double turbine tripale à axe horizontal sur pieu www.aquamarine.com</p>
<p>Tidevanns Kraft Statkraft <i>Norvège</i></p>		<p>Double turbine tripale à axe horizontal sur structure flottante www.statkraft.com</p>
<p>RiverStar Bourne Energy <i>Etats-Unis</i></p>		<p>Turbine à axe horizontal sur structure flottante www.bourneenergy.com</p>
<p>Turbine Davis Blue Energy <i>Canada</i></p>		<p>Turbine à flux transverse, axe vertical et Venturi www.blueenergy.com</p>
<p>Turbine Kobold Ponte di Archimede International <i>Italie</i></p>		<p>Turbine à flux transverse, axe vertical et pitch variable www.pontediarchimede.com</p>

<p>Turbine Gorlov Lucid Energy Technologies <i>Etats-Unis</i></p>		<p>Turbine à flux transverse, axe vertical www.lucidenergy.com</p>
<p>Projet HARVEST Hydroquest SAS <i>France</i></p>		<p>Empilement de turbines à flux transverse, axe vertical et diffuseurs www.hydroquest.net</p>
<p>OCGen Ocean Renewable Power Company <i>Etats-Unis</i></p>		<p>Turbines à flux transverse, axe horizontal www.oceanrenewablepower.com</p>
<p>EnCurrent Hydro Turbine New Energy Corporation <i>Canada</i></p>		<p>Turbine à flux transverse, axe vertical www.newenergycorp.ca</p>
<p>Current Power Turbine Current Power <i>Suède</i></p>		<p>Turbine à flux transverse, axe vertical www.currentpower.se</p>
<p>Davidson-Hill Venturi (DHV) Turbine Tidal Energy Pty <i>Australie</i></p>		<p>Turbine à flux transverse, axe vertical et diffuseur www.tidalenergy.net.au</p>

<p>Hydro-Gen Aquafile <i>France</i></p>		<p>Roue à aube flottante www.hydro-gen.fr</p>
<p>Neptune Proteus Neptune Renewable Energy <i>Angleterre</i></p>		<p>Turbine à flux transverse, axe vertical et directrices www.neptunerenewableenergy.com</p>
<p>Stingray IHC Engineering Business <i>Angleterre</i></p>		<p>Aile Oscillante www.engb.com</p>
<p>bioSTREAM BioPower Systems <i>Australie</i></p>		<p>Aile Oscillante www.biopowersystems.com</p>
<p>Pulse Generator Pulse Tidal <i>Angleterre</i></p>		<p>Aile Oscillante www.pulsegeneration.co.uk</p>
<p>VIVACE Vortex Hydro Energy <i>Etats-Unis</i></p>		<p>Système oscillant www.vortexhydroenergy.com</p>

B.3 Description de quelques projets avancés

B.3.1 SEAFLOW et SEAGEN de MCT (www.marineturbines.com)

En juin 2003, la société britannique Marine Current Turbine Ltd (MCT) a mis en service le premier prototype d'hydrolienne, baptisé SEAFLOW. Cette machine a été installée à 1,5 km de la côte, dans le canal de Bristol, au sud de l'Angleterre. Il s'agit d'une turbine à axe horizontal constituée de deux pales en composites de 11 m de diamètre. Le pas des pales et leur vitesse de rotation sont réglés afin d'optimiser l'énergie produite en fonction de la variation de la vitesse du courant. Cependant, le rotor ne tourne que dans un sens et n'utilise qu'un sens de la marée. La turbine est placée sur un pieu de 80 tonnes en acier, faisant 42,5 m de long et 2,1 m de diamètre. La nacelle peut se déplacer le long du pieu pour faciliter la maintenance. La puissance maximale de 300 kW est atteinte aux marées d'équinoxe. La turbine entraîne à travers un multiplicateur mécanique à engrenages une génératrice, qui n'est pas connectée au réseau électrique. Le prototype a coûté 3,5 millions de livres (soit 4,4 millions d'euros) et son installation, qui a nécessité l'utilisation d'un bateau de forage, a duré 45 jours. Les figures B-2 et B-3 présentent, respectivement, le prototype SEAFLOW en maintenance, avec la nacelle émergée, et en fonctionnement, avec la nacelle immergée.



Figure B-2. SEAFLOW émergé



Figure B-3. SEAFLOW immergé



Figure B-4. SEAGEN immergé

Le 15 mai 2008, un prototype à l'échelle 1, nommé SEAGEN, a été installé à Stanford Lough, en Irlande du Nord. Il possède deux rotors de 16 m de diamètre, développant chacun 600 kW (figure B-4). La force de traînée sur cette machine est de l'ordre de 100 tonnes. Le pas des pales inversible permet une utilisation pour le flux et le reflux de la marée. Actuellement, le concept SEAGEN est reconnu comme le projet d'hydroliennes le plus avancé. Les rendements hydrodynamiques et le système de glissière permettant la maintenance à l'air sont les points forts de ce concept. Cependant, les opérations de forage nécessaires à l'installation du pieu sont coûteuses et limitent les

profondeurs exploitables à 40 m, alors que l'essentiel de la ressource est situé par des fonds plus importants.

Les hydroliennes MCT de deuxième génération seront plus grandes (20 m de diamètre) et disposées en écran sur une structure fixée au fond de la mer totalement immergée. Elles balayeront une surface de 1500 m² et délivreront une puissance de 5 MW. Le principal avantage de ce concept est que les hydroliennes sont invisibles depuis la surface et autorisent la navigation. En revanche, la vitesse des courants est moindre lorsque l'on se rapproche du fond.

B.3.2 Open Center Turbine d'OpenHydro Group Ltd (www.openhydro.com)

La société irlandaise OpenHydro 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 B-5). 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 Ecosse pendant deux ans. Ils ont été validés en mer et connectés au réseau en 2008.



Figure B-5. Open Center Turbine d'OpenHydro Group Ltd.



Figure B-6. Structure métallique triangulaire.

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 B-6), 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 hydrodynamiquement. D'après le constructeur, la conception de la turbine respecte la faune marine et l'environnement en général. Le principal argument écologique 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, en octobre 2008, OpenHydro et EDF ont signé un contrat de coopération qui porte sur l'installation d'hydroliennes de 16 mètres de diamètre sur le site de Paimpol-Bréhat, à 15 km environ de la côte bretonne. Entre quatre et dix hydroliennes devraient être progressivement raccordées au réseau électrique de distribution à partir de 2011. D'une puissance de 2 à 4 MW, l'installation pourrait ainsi couvrir les besoins électriques de 2 500 à 5 000 foyers locaux. En dehors du site de Paimpol-Bréhat, ces turbines pourraient être sous peu installées sur trois autres sites : les Orkney Islands à l'extrême Nord-Est du Royaume-Uni, la province canadienne de Nova Scotia, et la Manche autour de l'île anglo-normande d'Alderney. En 2011, l'ensemblier marin DCNS rentre au capital d'OpenHydro à hauteur de 11%.

B.3.3 Projet Marénergie de Sabella SAS (www.sabella.fr)

Le projet Marénergie a été développé par la société Sabella SAS. Il consiste à concevoir une hydrolienne simple et robuste, disposant de pales bidirectionnelles fixes, spécifiquement adaptée aux courants de marée. La turbine de 200 kW, entièrement immergée, fera 10 m de diamètre et pourra être installée à une profondeur de 25 à 30 m, préservant ainsi un tirant d'eau suffisant pour la navigation. L'architecture est modulaire et les machines, dotées d'un carter de type Venturi, peuvent être assemblées en écran pour optimiser le captage de l'énergie (figure B-7). La maintenance ne nécessite pas de gros moyens navals.



Figure B-7. Projet Marénergie de Sabella SAS



Figure B-8. Prototype de démonstration Sabella D03

Ce projet n'a pas pu être réalisé en vraie grandeur, faute de financements. C'est le prototype de démonstration Sabella D03 (figure B-8), de 3 m de diamètre et délivrant 10 kW, qui a vu le jour. La mise à l'eau a eu lieu le 28 mars 2008 dans l'estuaire de l'Odet au Finistère. L'hydrolienne de 7 tonnes, composée d'un rotor à six pales de 3,3 m de diamètre et d'une génératrice solidement arrimés à une structure métallique, a été posée sur les fonds marins à 19 m de profondeur. La

période d'essais a duré 6 mois et, d'après le constructeur, a donné des résultats encourageants, tant en termes de fonctionnement que d'impacts sur l'environnement.

B.3.4 Turbine Davis de Blue Energy Inc. (www.bluenergy.com)

Ce concept d'origine canadienne est fondé sur l'utilisation d'unités élémentaires comprenant une turbine de type Darrieus placée dans un carénage assurant la rotation et la transmission du couple vers un générateur via une boîte à vitesse (figures B-9 et B-10). Ces unités, nommées turbines Davis, peuvent être utilisées soit seules au fond d'un fleuve ou d'une rivière, soit au sein d'une structure « tidal-bridge » pouvant servir de pont au-dessus d'un estuaire ou d'un détroit (figure B-11).



Figure B-9. Turbine Davis



Figure B-10. Unité élémentaire Davis



Figure B-11. Structure «tidal-bridge»

La turbine Davis développée par Blue Energy est le résultat d'environ 20 ans de R&D au Canada sur les turbines à axe vertical. La compagnie a testé plusieurs prototypes dont le plus grand est celui de 100 kW connecté au réseau de Novia Scotia en 1984. Ce concept est intéressant par sa modularité. L'assemblage des unités élémentaires en autorise de fortes puissances tout en minimisant l'impact sur l'écosystème. Cependant, la voie maritime semble devoir être condamnée ou pour le moins rendue plus difficile avec ce type d'ouvrage. Par ailleurs, le coût de génie civil, même s'il n'est pas aussi considérable que celui d'une usine marémotrice, reste sans doute très élevé.

B.3.5 Turbine Kobold de Ponte di Archimede (www.pontediarchimede.com)

La machine Kobold mis au point par la société italienne Ponte Di Archimede est une turbine à pales droites de type Darrieus dont la particularité essentielle est d'avoir des pales orientables autour de leur axe (de 0 à 90° par rapport à la direction radiale) et contrebalancées par une masselotte. Cela permet une adaptation mécanique simple de l'incidence des pales au cours de la rotation et autorise le démarrage naturel. Chaque pale est portée par deux bras radiaux (figure B-12).

Travaillant sur la même technologie à axe vertical, Ponte Di Archimede a lancé le Projet Enermar afin d'évaluer la possibilité de récupérer l'énergie des courants du détroit de Messine, où les courants ont une vitesse moyenne de 2 m/s. Le système est constitué d'une structure porteuse et d'une turbine Kobold, faisant 6 m de diamètre pour une puissance d'environ 20 KW. L'ensemble est maintenu par une structure flottante, elle-même tenue par 3 ancres (figure B-13).

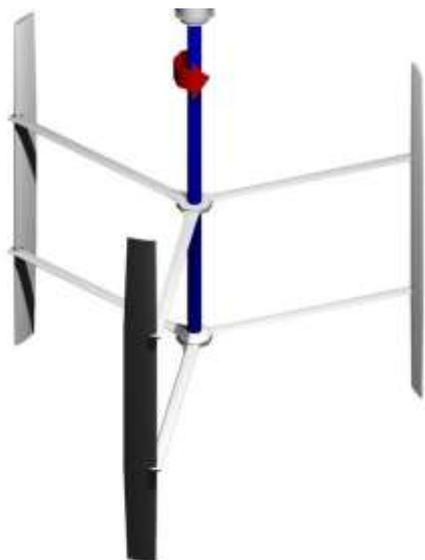


Figure B-12. Turbine Kobold



Figure B-13. Structure flottante du Projet Enermar

B.3.6 Turbine Gorlov de Lucid Energy Technologies (www.lucidenergy.com)

Le concept proposé par Alexandre M. Gorlov, chercheur russe travaillant à l'université de Boston, consiste à installer en pleine mer une véritable « ferme d'hydroliennes ». La ferme imaginée par Gorlov est une structure modulaire dont l'investissement en termes de génie civil est faible.



Figure B-14. Turbine Gorlov

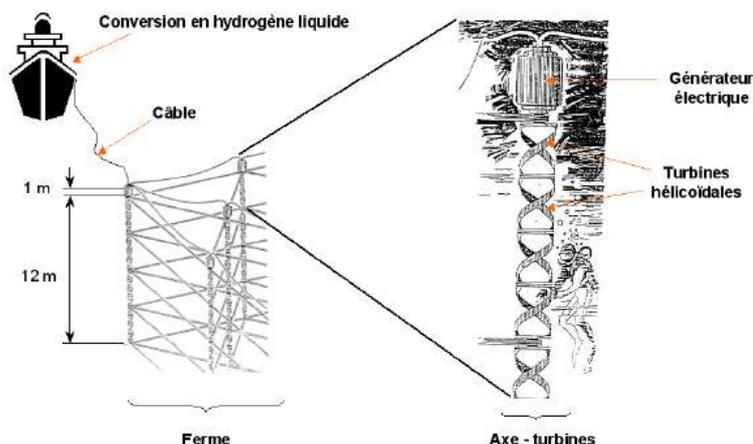


Figure B-15. Ferme d'hydroliennes de Gorlov

Il y a trois niveaux d'intégration dans l'architecture de cette ferme :

- 1) Le premier niveau (le plus élémentaire) est celui de la turbine (figure B-14). C'est l'élément de base qui convertit l'énergie cinétique du courant en énergie mécanique. En s'appuyant sur le concept de la turbine à axe vertical de Darrieus, Gorlov a breveté en 1995 une nouvelle géométrie de turbine à pales hélicoïdales [Gorlov, 1995] ;

- 2) Le deuxième niveau, appelé axe-turbines, est constitué d'un empilement de turbines élémentaires sur un seul axe de rotation vertical destiné à récupérer l'énergie sur toute la hauteur du courant. La génératrice est placée au sommet de l'axe ;
- 3) Le troisième niveau est celui de la ferme, breveté en 1997 [Gorlov, 1997]. Il s'agit d'un ensemble d'axe-turbines rendus solidaires à l'aide d'une structure tubulaire (figure B-15). La structure joue deux rôles : d'une part, elle maintient la ferme sur place à l'aide d'ancres fixées au fond de la mer et, d'autre part, elle se comporte comme un ponton en assurant une certaine flottabilité.

Gorlov met en avant l'absence de variation de couple de sa machine et en conséquence la réduction des vibrations de l'axe-turbines au cours de la rotation. Cette caractéristique est due à la géométrie hélicoïdale des pales. De plus, les pales de turbine sont projetées de sorte que la ligne moyenne du profil et la trajectoire circulaire (ou diamètre moyen de la turbine) soient identiques. Il en résulte moins de résistance à l'avancement, donc un meilleur rendement (évalué à 35%) par rapport à une machine Darrieus classique (estimé à 23,5%). Pour répondre au problème du transport de l'électricité, Gorlov imagine une conversion de l'énergie produite en hydrogène liquide sur un bateau qui assure ensuite le transport jusqu'aux côtes. D'après Gorlov, une ferme couvrant une surface de 400 m x 400 m, interceptant le courant de Golf Stream sur 12 m de profondeur produirait environ 136 MW (plus de la moitié de la production de la Rance) pour un coût d'investissement estimé à 300 millions de dollars [Gorlov, 1998].

B.3.7 Projet Stingray d'IHC Engineering Business Ltd (www.enqb.com)

Le Stingray Tidal Stream Generator est actuellement le dispositif à aile oscillante le plus abouti. L'ensemble est conçu pour être posé et ancré au fond de la mer. Un prototype de 150 kW à une seule aile (en réalité deux demi-ailes alignées) a été construit (figure B-16).

Il occupe une surface au sol de 280 m² et pèse 35 tonnes (185 tonnes en incluant le ballast). Les demi-ailes ont une longueur de 7 m et une corde de 3 m. Le bras support, de 11 m de long, permet des oscillations de +/- 50°, soit un débattement vertical de 17 m environ. Le contrôle des mouvements nécessite une optimisation fine de la fonction d'évolution des angles, en particulier de la période. Dans un courant de 2 m/s, une période de cycle de 24 s conduit à une puissance de 117 kW. Une version de 500 kW à 3 ailes superposées est en développement.



Figure B-16. Projet Stingray d'IHC Engineering Business Ltd

B.3.8 Projet VIVACE de Vortex Hydro Energy (www.vortexhydroenergy.com)

VIVACE (Vortex Induced Vibrations for Aquatic Clean Energy) est le premier système permettant la récupération d'énergie à partir de faibles courants, dont la vitesse avoisine 1 m/s. Cette nouvelle technique a pour but de reproduire le comportement du poisson, en utilisant les tourbillons générés par un obstacle.

Le prototype expérimental consiste en plusieurs barres cylindriques disposées horizontalement dans le lit d'une rivière et fixé au sol au moyen de deux plaques verticales (figure B-17). L'objectif est de tirer profit des turbulences naturellement créées le long des berges ou en aval de ponts. Tout mouvement de la barre induit par la rencontre d'un obstacle produit de l'énergie mécanique qui peut être convertie en électricité (figure B-18). Même si le rendement de cette conversion est assez faible (estimé à 22%), le prix de revient peut être intéressant.

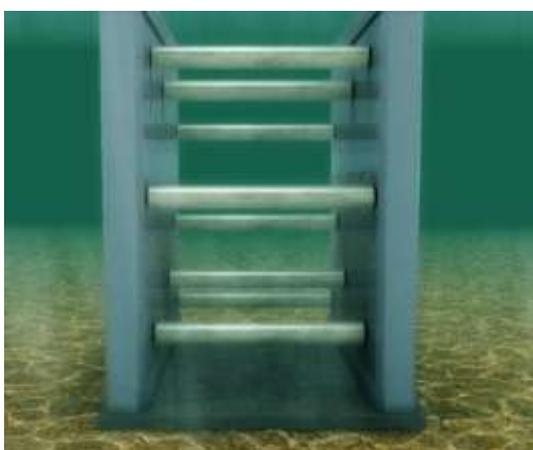


Figure B-17. Prototype expérimental de VIVACE

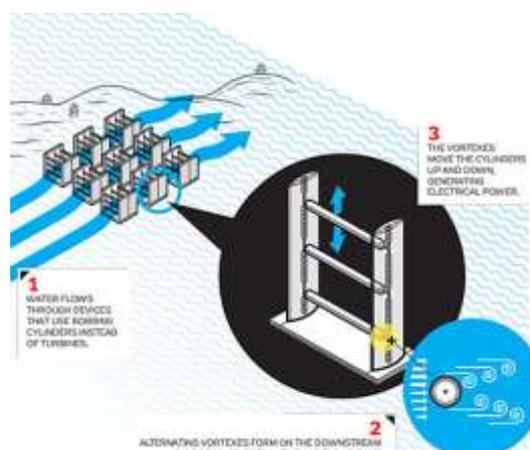


Figure B-18. Exploitation industrielle de VIVACE

Une utilisation industrielle de cette technologie est par ailleurs envisagée sur la rivière de Détroit. Ce projet pilote consistera à mettre en place de nombreux cylindres répartis à intervalle régulier bien défini, afin d'amplifier le phénomène.

Annexe C

C. Marinisation du concept HARVEST

En parallèle des applications fluviales, des développements spécifiques sont menés pour mariner le système HARVEST. Outre les aspects communs à toutes les hydroliennes, tels que le raccordement électrique ou l'évacuation de l'énergie, ils visent la recherche de solutions innovantes facilitant la construction, l'installation et la maintenance des hydroliennes.

C.1 Hydroliennes constituées d'étages de turbine autonomes

Pour la mer, une variante du concept HARVEST adaptée aux grandes dimensions est une tour constituée d'étages de turbines identiques et autonomes (figure B-1). Ainsi, chaque turbine possède son propre guidage en rotation et sa propre génératrice. Ces étages sont assemblés et placés sur un mât central capable de résister aux efforts de traînée (figure B-2). Les roues peuvent avoir un diamètre compris entre trois et cinq mètres, pour une hauteur équivalente.

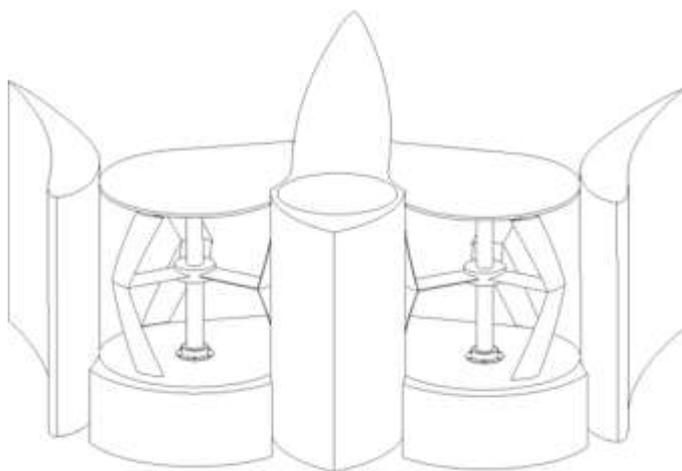


Figure C-1. Etage de turbine autonome.

Source : [Jaquier, et al., 2010]

Il n'y a donc pas d'interaction entre deux turbines superposées qui soit nuisible aux performances de chaque étage, grâce aux plaques séparant les étages voisins. Cette conception modulaire présente plusieurs avantages pour la construction des machines :

1. Les étages sont tous identiques et fabriqués en série avec des moyens de réalisation raisonnables et facilement disponibles.
2. Le transport est facilité car l'assemblage des étages entre eux peut se faire sur le quai, juste avant le départ en mer. Chaque étage peut ainsi être transporté de façon indépendante de l'atelier de fabrication jusqu'au quai. Les étages sont légers car c'est le pieu central qui absorbe les efforts de traînée.
3. L'autonomie électrique est meilleure au regard à la fois de la conversion électrique (une génératrice par turbine) et du pilotage de la vitesse de rotation en fonction de la valeur de la vitesse incidente à l'étage considéré, de façon à obtenir le rendement optimal (un système d'asservissement par génératrice). Une telle indépendance permet de traduire une inhomogénéité en altitude de l'intensité de la vitesse. Il résulte de cette autonomie qu'il est possible, si nécessaire, par exemple en

cas de défaillance d'une turbine, de freiner la génératrice d'une turbine adjacente ou voisine en la surchargeant électriquement.

4. En cas de blocage mécanique d'une turbine, les autres turbines de la même colonne restent actives, éventuellement en prenant la précaution mentionnée au point 3 ci-dessus.

5. Lorsque cela est nécessaire, les carénages peuvent s'orienter à chaque étage suivant la hauteur. En effet, à l'exception éventuelle d'un tirant d'eau, toute la hauteur du courant jusqu'au sol peut être exploitée par une colonne de turbines. Ces dernières sont donc confrontées à des variations en intensité qui se manifestent inévitablement dans la partie inférieure. Outre en intensité, un courant peut varier suivant la profondeur au niveau de la direction. C'est le cas notamment lorsque le vent influe sur les courants de marée. Or dans un système composé de plusieurs turbines mais monobloc suivant la hauteur, il est inenvisageable d'adapter de façon optimale pour chaque turbine l'orientation du carénage.

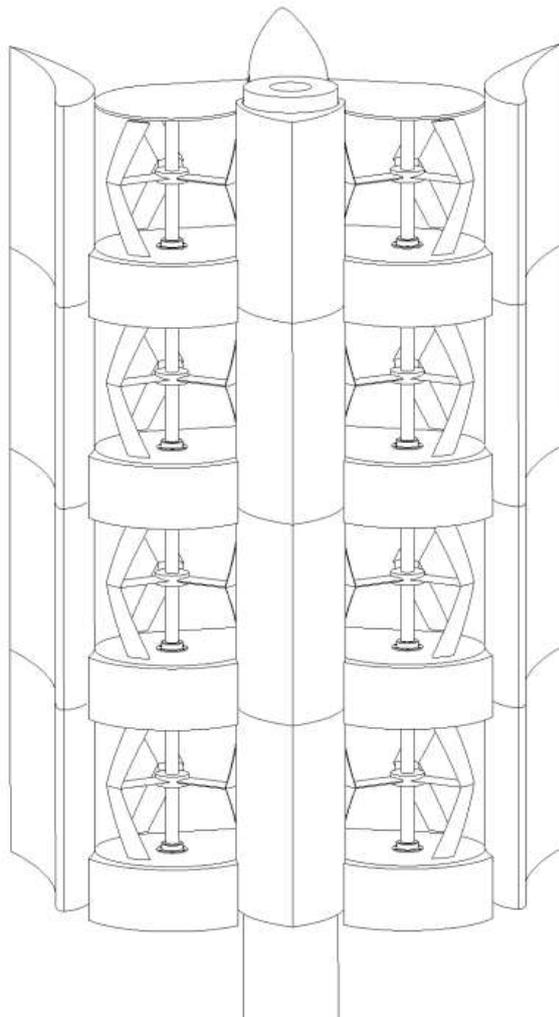


Figure C-2. Tour HARVEST constituées d'étages de turbine autonomes.
Source : [Jaquier, et al., 2010]

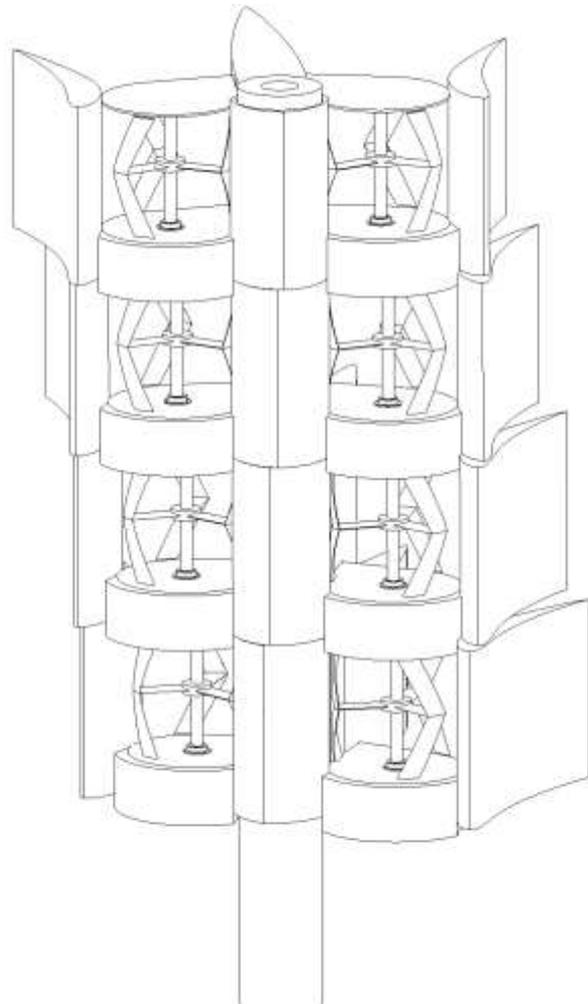


Figure C-3. Tour HARVEST constituées d'étages de turbine autonomes et à orientation propre.
Source : [Jaquier, et al., 2010]

C.2 Orientation de l'hydrolienne

En mer, les courants changent de sens à chaque marée et l'intensité du courant varie au cours du temps. Outre par son intensité, le courant peut varier dans le temps par son orientation. Ces variations sont observées dans les courants de marée à renversement périodique, c'est-à-dire des marées monodirectionnelles, ainsi que dans les courants de marée tournant sous l'effet de la force de Coriolis pour des profondeurs supérieures à environ 10 mètres. Divers moyens ont été proposés pour forcer l'orientation des hydroliennes, à tout moment et en bloc, selon l'orientation du courant : assistance motorisée, ou autorotation de type girouette. L'autorotation peut être également assurée en plaçant l'axe de rotation de la turbomachine en amont des deux résultantes des forces qui s'exercent sur chacune des parois creuses profilées et qui passent par leurs centres de poussée respectifs. La solution consistant à étudier des carénages symétriques permettant de travailler dans les deux sens, a été abandonnée pour trois raisons principales :

- Les carénages symétriques sont peu performants en écoulement libre : en effet, la survitesse au niveau de la turbine est créée par effet d'entonnement (création d'une dépression source de survitesse) grâce aux carénages placés à l'arrière de la colonne. Autrement dit, les carénages ne sont pas là pour canaliser mais pour aspirer. C'est d'ailleurs pour cette raison que l'on peut se permettre d'utiliser des carénages de grande dimension.
- L'orientation du courant change selon les marées et diffère entre le flot et le jusant : Il n'est donc pas possible de rester constamment orienté dans l'axe du courant avec une machine fixe. Il est donc préférable de laisser la machine en pivot libre.
- Contrainte d'installation : l'orientation précise de la machine face au courant est une contrainte de positionnement importante lors de l'installation de l'hydrolienne en mer. S'acquiescer de cette contrainte permet de simplifier les dispositifs d'installation.

L'hydrolienne doit donc être montée sur une liaison pivot. Ce degré de liberté permet au couple d'hydroliennes de s'orienter naturellement dans le lit du courant et de suivre sa bascule lors du renversement de la marée. Cette auto-orientation des hydroliennes avec le courant permet de rechercher un rendement optimal en affranchissant le dessin des hydroliennes de l'obligation de symétrie de la forme (que ce soit pour le rotor ou les carénages). L'ajout d'un empennage dans l'axe du montant central aide à la stabilisation dans l'axe du courant et favorise le retournement lors du basculement de la marée. En effet, l'hydrolienne s'oriente alors telle une girouette.

Cependant, il est important de souligner que les deux fonctions que réalisent la liaison pivot, c'est-à-dire laisser la tour s'orienter face au courant lors des changements de marée et résister aux efforts de traînée lors de la production, ne sont pas réalisées simultanément. Il n'y a donc pas de rotation avec la machine en charge.

Pour éviter la torsion excessive des câbles électriques, il faut veiller à ce que la tour ne tourne pas toujours dans le même sens. Plutôt que de placer un collecteur tournant, il est possible de placer

un dispositif de rappel élastique contraignant la tour à revenir dans une position intermédiaire à chaque changement de marée.

C.3 La structure d'assise, l'installation et la maintenance

En mer, la majorité de la ressource se trouve souvent au-delà de 40 mètres de profondeur, dans les zones peu impactées par la houle. A ces profondeurs, les techniques de forage de pieux sont trop coûteuses, du moins si l'on se borne à transposer directement les techniques issues de l'exploitation pétrolière off-shore. Ainsi les solutions choisies par les principaux constructeurs pour fixer la machine au sol sont de type gravitaire.

Un des points déterminants pour la réussite industrielle des hydroliennes marines tient aux procédés et systèmes d'installation. Ils doivent tout d'abord permettre d'installer les hydroliennes sur des sites atteignant éventuellement de grandes profondeurs (jusqu'à 200 mètres). Ensuite, il est essentiel de limiter le coût d'installation des machines. Or, dans de nombreux systèmes actuellement utilisés, ce coût peut très largement dépasser les coûts de fabrication des machines. Ainsi, il a été proposé d'utiliser des plates-formes flottantes laissées à demeure, forées ou ancrées issues de l'exploitation pétrolière offshore. On a aussi proposé de fixer les turbines à des pieux. Les opérations de forage ou de battage nécessaires à l'installation d'un pieu sont dangereuses et techniquement longues, difficiles et coûteuses dans la mesure où elles constituent une simple transposition d'opérations classiques pour l'extraction pétrolière en mer. On a aussi proposé des solutions de type gravitaire où l'hydrolienne est fixée à un corps pesant, bloc ou plaque en béton armé par exemple que l'on place au fond. Le sol du lieu où ces corps sont déposés (sables, argiles) doit parfois être aménagé avant l'installation. De plus, de telles fondations sont pesantes et encombrantes et peuvent constituer un obstacle à la maintenance pour le cas où il est nécessaire de remonter l'hydrolienne pour son entretien ou sa réparation, puis de la remettre en place. Leur installation demande des grues ou des systèmes de levage extrêmement puissants, qui sont embarqués sur des navires de service. Les opérations sont enfin risquées en pleine mer si le bateau n'a pas lui-même des dimensions considérables pour rester stable vis à vis de la houle lors des opérations de transbordement. On songe ainsi aux navires de services sous-marins d'Inspection, de Maintenance et de Réparation (IMR) conçus pour l'exploitation pétrolière offshore : "Subsea Support/Cable Laying Vessels" de la société MAERSK, "Heavy Lift Cargos" de la société JUMBO, "Open Deck Heavy Transport Carrier" de la société DOCKWISE. Dotés généralement d'une technologie de positionnement dynamique, équipés de grues intégrant quelques fois des systèmes de compensation de houle, les navires IMR disposent également d'une grande surface de pont. Ces navires offrent en outre toutes les capacités d'emport et de support logistique. Mais ils sont peu disponibles et entraînent des coûts d'utilisation (manutention, transport) très élevés.

Les retours d'expérience dans ce domaine ne concernent pour l'instant que quelques prototypes en mer. Les hydroliennes fixées sur fondation monopieu, à l'image du concept Seagen de MCT

(section B.3.1), ont été conçues de façon à pouvoir relever les rotors pour faciliter leur inspection et leur maintenance hors de l'eau. C'est leur principal avantage, car elles sont en revanche difficiles à installer dans des zones à fort courant. L'implantation du prototype Seagen à Stanford Lough a ainsi connu quelques difficultés liées d'abord à l'indisponibilité de la barge spécialisée, puis à la casse des deux pales de l'un des rotors. Les tests du prototype OpenHydro ont mis en évidence la difficulté de l'installation sous-marine de telles machines et ont conduit la société à développer sa propre barge de déploiement pour permettre d'installer et de remonter la machine pendant l'étable. Le concept Sabella a, quant à lui, été conçu dès le départ en lien avec le robot sous-marin qui mettra l'hélice en place sur le socle, et la retirera pour la maintenance.

Aujourd'hui, les informations fournies par les constructeurs identifient des opérations de maintenance après 3 ou 4 ans de fonctionnement. Le principe est celui de la maintenance tournante, à savoir la mise en place d'une machine de remplacement pour une production continue.

La structure d'assise conçue dans le cadre du Projet HARVEST, brevetée en août 2008 [Achard, et al., 2008], prévoit un radier sur la surface supérieure duquel est fixée l'hydrolienne. A la périphérie du radier rayonnent des bras articulés munis en leurs extrémités des corps pesants et de vérins permettant de régler l'horizontalité de la structure d'assise. Ce dispositif est donc de type gravitaire et dispose d'éventuelles caractéristiques géométriques capables de s'adapter à un sol marin ou fluvial ayant des propriétés géo-mécaniques quelconques (figure C-4).

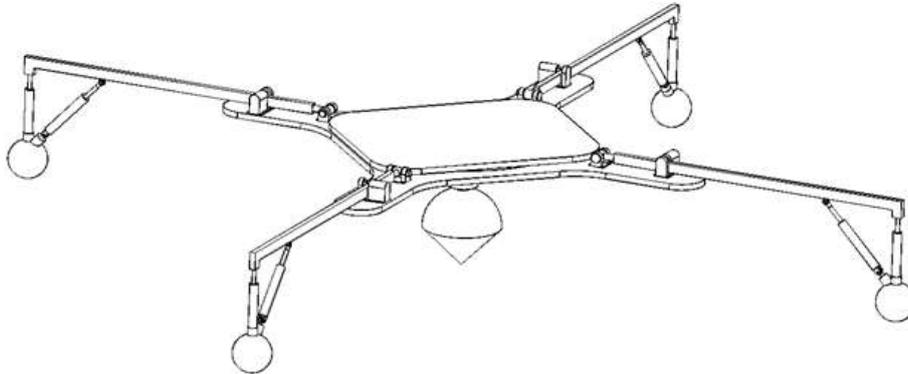
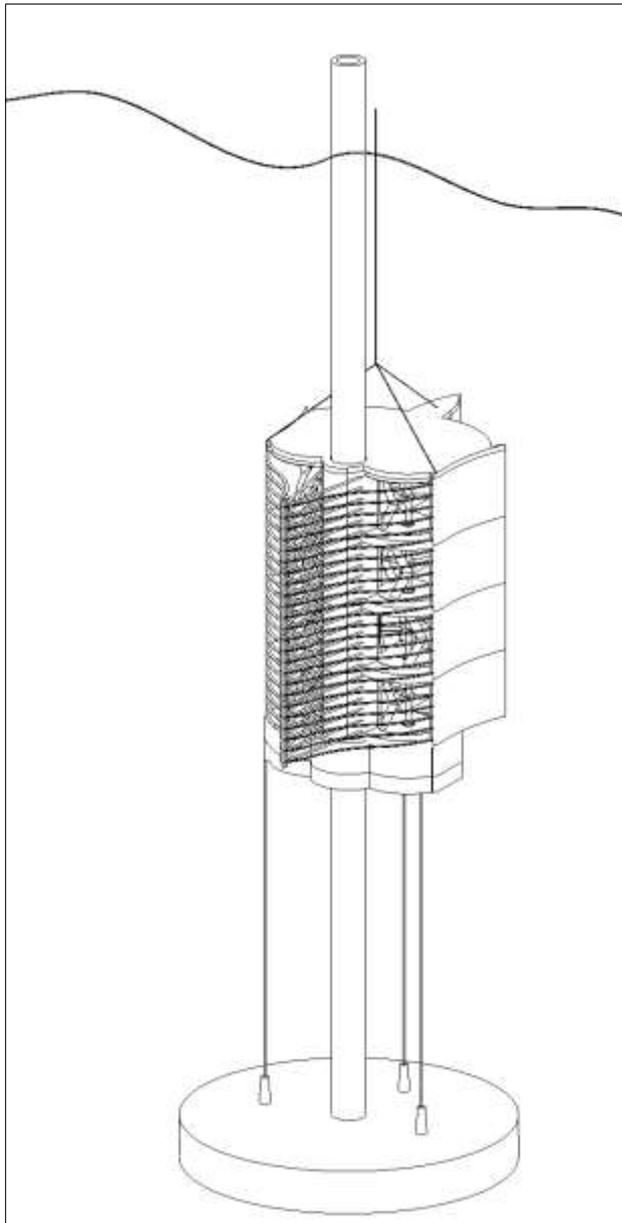
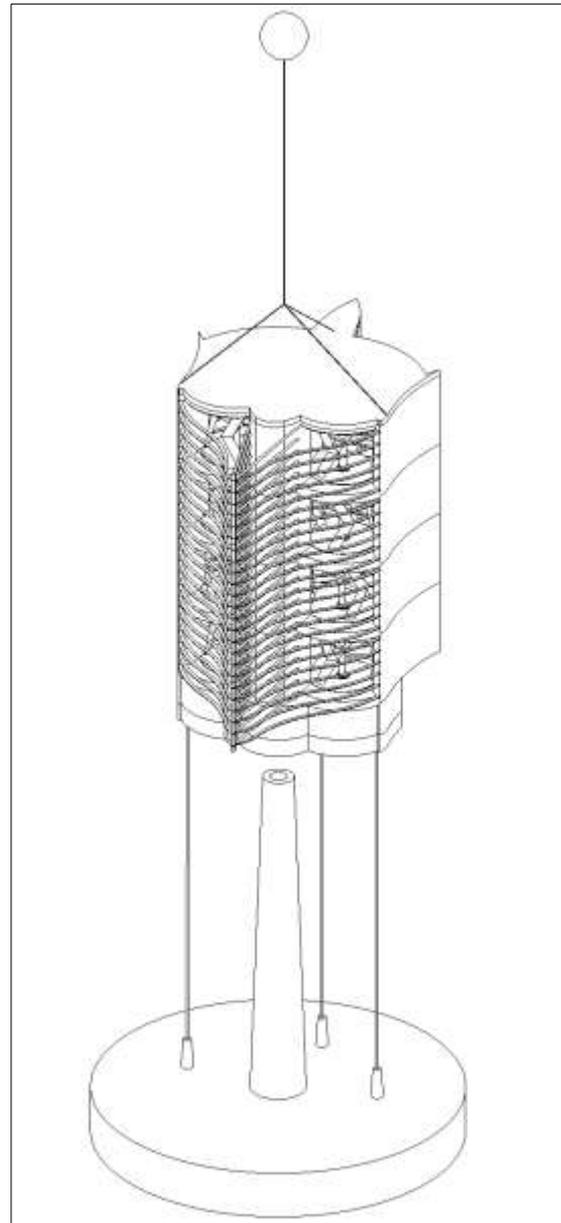


Figure C-4. Structure d'assise. Source : [Achard, et al., 2008]

La structure colonnaire de la tour qui est à la base du concept HARVEST permet d'assurer une meilleure maintenance, en facilitant l'accès plus direct aux turbines endommagées qui peuvent être retirées par en haut le long de l'axe, tout en laissant en place les structures de maintien et d'assise, trop lourdes à remonter. Un procédé de maintenance utilisant des treuils et des lignes de traction actionnables depuis le navire afin de permettre d'intervenir dans des profondeurs importantes et d'éviter l'intervention de plongeurs, fait l'objet d'un brevet déposé en juillet 2009 [Achard, et al., 2009]. Le principe est de ne remonter qu'une partie de la turbomachine, diminuant ainsi au maximum le poids et donc les moyens à mettre en œuvre. Cela permet de sécuriser l'intervention et la rend possible avec un courant léger. La taille plus réduite des turbines est aussi à l'évidence un élément favorable.



*Avec un pieu sortant de l'eau
(faible profondeur)*



*Avec un pieu de la longueur de la machine
(grande profondeur)*

Figure C-1. Système de maintenance de l'hydrolienne HARVEST [Duval, et al., 2010].

Source : [Achard, et al., 2009]

Annexe D

D. Fluid/Structure Interaction and Dynamic Response of vertical axis water turbines [Duval, et al., 2010]

La publication ci-dessous a été effectuée en collaboration avec l'INSA de Lyon. Il s'agit d'un acte de colloque présenté dans le cadre du 17ème Symposium Vibrations, Chocs et Bruit, qui s'est déroulé du 15 au 17 juin 2010 à Lyon [Duval, et al., 2010].

Fluid/Structure Interaction and Dynamic Response of vertical axis water turbines

Arnaud Duval^a
Eric Chatelet^a
Georges Jacquet^a

Jeronimo Zanette^b
Thomas Jaquier^b
Thierry Maître^b

^aINSA-Lyon, LaMCoS UMR5259, F-69621, France

^bINP Grenoble, LEGI UMR5519, BP 53, 38041 Grenoble Cedex 9, France

Abstract

Vertical axis water turbines give the possibility of extracting energy from seas or rivers. Those structures have specific running environments and generally their design cannot be extrapolated from air turbine designs. Exploitation conditions, forces applied and the influence of the environment are totally different. In this paper, a new concept of vertical axis water turbines, called Achard's turbine, is presented and studied.

Hydrodynamic loadings are obtained from a 2D numerical modelling well adapted to the considered geometry: several Achard's turbine staked on a same shaft. The Reynolds Averaged Navier Stokes approach (RANS) is used to obtain a good compromise between calculation cost and accuracy [9] [4] [5] [13].

The dynamic behavior of the assembly is obtained through a fluid-structure coupled analysis. Two ways of numerical coupling are investigated and allow a good estimation of fluid added mass and added damping [15] [11] [9].

Key words:

hydropower, water turbine, fluid-structure coupling, added mass, added damping, monolithic and partitioned procedure, modal and transient analysis.

Introduction

Nowadays, energy production is a crucial problem to overcome. As fossil energy becomes more and more expensive and leads to both earth pollution and global warming, nuclear energy needs great investment. So, renewable and clean energy as hydropower is of interest for future energy production. Here, the idea is to produce electrical energy by using kinetic energy of seas and rivers.

During the past few years, several water turbine concepts [12] have been developed and one of them is presented hereafter (Figure 1). This technology is based on the well known Darrieus turbine exploited

in hydroelectric farms as proposed by Gorlov. The architecture of such a farm is characterized by three levels: a module (water turbine itself), the stacking of several modules on a vertical axis (tower) and finally a bundle of vertical axis (hydropower farm). To improve Darrieus and Gorlov concepts, Achard *et al.* [3] [2] developed their own water turbine. In order to get the best efficiency, fluid flow computation was first performed and fluid forces acting on blades were estimated for viscous 2D flows. From the different cross flow turbine concepts developed in the last years, the reported performance is between 20 % and 35 % [8] [14]. The use of more refined designs on full scale turbines will probably provide better per-

performances. However, a simpler and more economical solution consists in using a channelling device in order to obtain a flow confinement which allows higher water velocities in the region of the rotor's blades. Theoretical models predict a strong increase of the power output [17]. The use of a channelling device allows power amplification for a specific rotor size or rotor reduction for a specific power output. Nevertheless, channelling devices promote cavitation and material vibration and fatigue. Consequently, design optimization of a turbine operating in a channelling device will probably be a compromise between the power gain due to the device itself and the life time reduction due to cavitation and material fatigue. As the efficiency is not the only feature to be considered for an optimal turbines, design and vibrational issues must also be taken into account. For this aim, fluid-structure coupling is now available in Finite Element softwares, but the computational time required still remains high.

The aim of this paper is to develop a numerical method for the prediction of the response of an Achard's turbine rotating in water. First, the computation of hydrodynamic forces applied on the structure is presented, then, two numerical strategies for dynamic structure computation taking into account fluid-structure interaction are presented, respectively called monolithic and partitioned methods. Finally, an estimation of added damping due to fluid environment is taken into account for computing the response of a turbine submitted to hydrodynamic loading using a modal superposition scheme.

1. CFD computation

The flow configuration corresponds to the turbine prototype which is being built on the Drac canal in the suburb of Grenoble (France). This channel, 4 m depth and 8 m large, drives the water to an EDF hydroelectric dam situated downstream. The prototype is made of 2 counter-rotating shafts equipped each with 4 Achard turbines piled up on it. The up turbine stage is separated to the free surface by a large plate plane to avoid any air penetration inside the turbines. The bottom turbine stage is very close to the canal floor but outside its boundary layer. The two columns are separated by a central shape to isolate their respective flow. The columns are also equipped with two foil shaped careening devices. Figure 2 presents an artist view of this prototype.

The computational model is a 2D representation

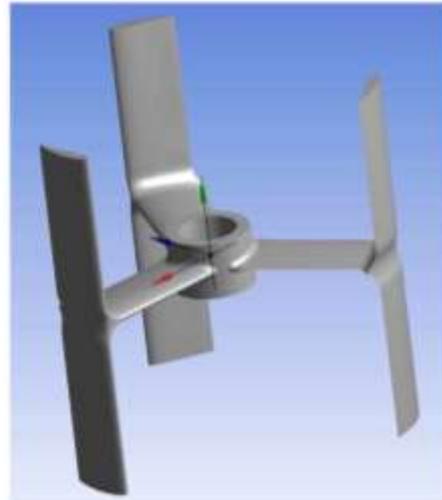


Figure 1. Achard's turbine.



Figure 2. Artist view of the prototype to be installed in the suburb of Grenoble.

of the middle-section of one turbine stage (see Figure 3). For symmetry reasons, only one turbine is calculated. The three-bladed Achard turbine considered has the following characteristics: 0.500 m diameter, 0.092 m chord NACA0018 foil section projected over

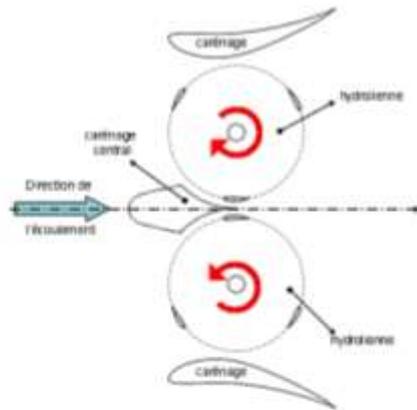


Figure 3. 2D representation of the middle-section of one turbine stage.

the rotor circle. The 0.063 m diameter rotation axis is also included in order to take into account its effect on the flow behavior. The central hub is not modelled. The inlet and outlet boundary conditions are placed respectively about 7 diameters upstream and 9 diameters downstream the shaft, allowing a full development of the velocity profile upstream and of the wake downstream.

The channelling devices are taken into account by one EPPLER-420 foils placed outside the turbine. This foil type is chosen because it develops along the chord a large region of high velocities and, at the same time, a moderate adverse pressure gradient at the rear. The chord length is 1 m and is placed at a 15° angle of attack.

The computational grid is divided in two main sub-grids: *Rotor* and *Stator*. The use of a rotating sub-grid attached to the blades is necessary to take into account their rotation. Thus, the sub-grid *Rotor* turns with a specific angular velocity while the sub-grid *Stator* remains fixed. As the geometry in both sub-grids is quite complex, most of the mesh is composed with non-structured triangular elements. However, boundary layers on walls are composed with structured quadrilateral elements satisfying $y^+ = 1$ for the first row of cells at wall. This choice of $y^+ = 1$ is recommended to capture the unsteady boundary layer detachment during the dynamic stall undergone by the blade [4].

The total model size comprises approximately 500000 cells. Figure 4 shows a global view of the mesh. Figure 5 presents a zoom near the gap zone. Wall boundaries on the device foil and the blade as well as the interface can be seen.

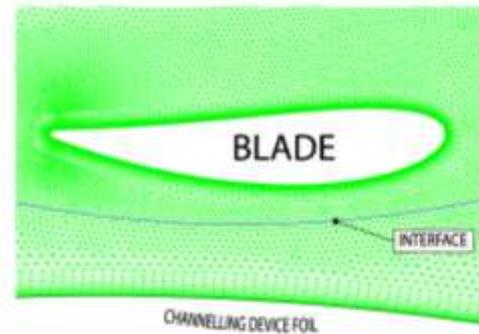


Figure 5. Detail of the computational grid on the gap zone.

Calculations are performed with the Fluent commercial code. The segregated solver is chosen and the SIMPLE algorithm is selected for pressure correction equation. Equations are solved in second order in both time and space. The axial incoming velocity U_{in} is equal to 2.8 m/s. Calculations are carried out for the tip speed ratio $\lambda = 3$, corresponding to the best calculated performance. The flow is particularly complex because as the turbine rotates, the incidence angle and the blade Reynolds number vary, causing unsteady effects in the flow field. The Figure 6 shows the instantaneous vorticity field for $\lambda = 3$ at the last revolution. Vortex structures shed from blades and channelling devices can be seen.

The time step is calculated in order to fit one degree of rotation. Due the transient nature of the flow, it is necessary to perform a simulation for several rotations until a fully developed wake is obtained. The lift and drag force values presented in this paper (see Figure 10) correspond to 5 revolutions of the turbine after a periodic "post-transient" solution is found.

The efforts provided by the RANS solver are then exploited for structure computation under hydrodynamic loading (Section 3). Next section focuses on the estimation of added damping due to viscous fluid environment.

2. Estimation of added damping

The modeling of fluid-structure interaction has made an important breakthrough in the last past years due to progress in high performance computing. However, F/S computation still needs a large amount of computing resources. We present in the following two coupling schemes, respectively called

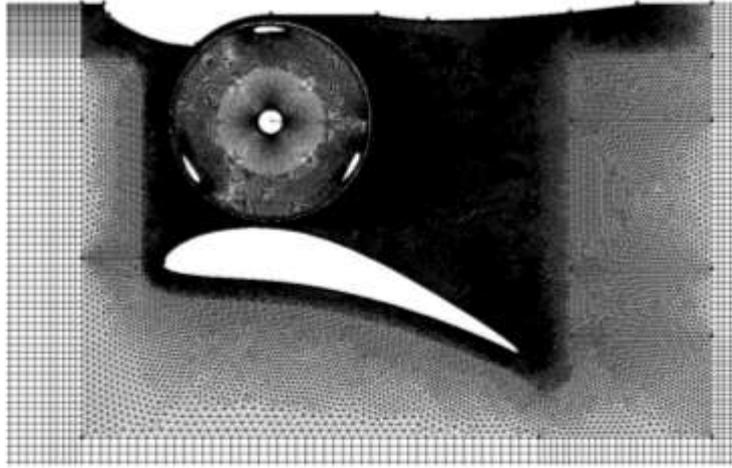


Figure 4. Global view of the mesh.

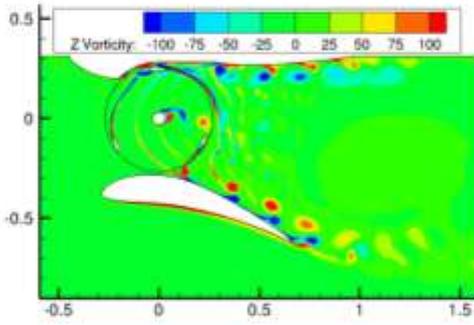


Figure 6. Instantaneous vorticity field for $\lambda = 3$ and $\theta = 180^\circ$ for a shrouded turbine.

monolithic and partitioned.

2.1. Monolithic procedure

This strategy is a simultaneous coupling monolithic process available in commercial and free finite element codes as Ansys or Code_Aster. The dynamics of fluid and structure are assumed to be linear and the corresponding governing equations are solved at once. The finite element discretization of the structure problem gives:

$$[M_s] \{\ddot{X}\} + [C_s] \{\dot{X}\} + [K_s] \{X\} = [Q_s(t)] \quad (1)$$

where $[M_s]$, $[C_s]$, $[K_s]$ are respectively the mass, damping and stiffness matrices. $\{\ddot{X}\}$, $\{\dot{X}\}$ and

$\{X\}$ are the accelerations, velocities and displacements vectors of the structure. The vector $\{Q_s(t)\}$ describes the external load applied to the structure. The fluid is modeled by the Helmholtz acoustic equation. The main assumptions are: inviscid and compressible fluid and irrotational fluid flow with zero average motion.

The continuity property at the F/S interface leads to the F/S boundary conditions. Both models are then mixed together, which gives, under matricial form:

$$\begin{bmatrix} [M_s] & [0] \\ \rho_f [L]^T & [E] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{X}\} \\ \{\bar{p}\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_s] - [L] \\ [0] & [H] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{X\} \\ \{p\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

where structural damping is neglected. p describes the pressure, ρ_f , the fluid density, $[H]$, the fluid mass matrix and $[E]$, the fluid stiffness matrix. $[L]$ and $\rho_f [L]^T$ are terms induced by fluid-structure interaction. It should be noticed that equation (2) is an unsymmetric system.

A modal analysis is performed through an algorithm devoted to the extraction of eigenvalues and eigenvectors for unsymmetric systems (see Table 2).

2.2. Partitioned procedure

The second coupling strategy is a partitioned procedure which links together two commercial softwares, Ansys for structural mechanics and CFX for CFD simulations. A successful coupling of these software has been performed in [16] to model the blood flow in heart vessels and fluid-structure coupling with blood valves.

2.2.1. Fluid flow computation (CFX)

The fluid flow is modeled using a finite volume discretization of the Navier-Stokes equation. In our computation, the flow is assumed to be laminar, viscous and incompressible. An Arbitrary Lagrange Euler (ALE) formulation is adopted [11] to take into account the mesh distortion due to boundary displacement induced by structure motion. The Navier-Stokes equation for a moving mesh is given by:

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho dV + \int_S \rho (u_j - W_j) dn_j = 0 \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho U_i dV + \int_S \rho (U_j - W_j) U_i dn_j \\ = \int_S P dn_j + \int_S \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j \end{aligned} \quad (4)$$

where U_j and P are respectively the cartesian velocity components and fluid pressure. μ and ρ are fluid dynamic viscosity and density. W_j are the cartesian mesh velocity components.

2.2.2. Structural displacement computation

The structural equation of motion (1) are obtained using Ansys where the applied external forces correspond to fluid forces obtained from fluid flow computation (3) and (4). Equation (1) is solved using a Newmark scheme with large displacements. The structural damping is not considered.

2.2.3. Code coupling process

Figure 7 illustrates the coupling process, highlighting the exchanges between the two solvers.

Coupling is estimated at the F/S interface :

$$\sigma_f n_f + \sigma_s n_s = 0; \delta_f = \delta_s \text{ and } v_f = v_s \quad (5)$$

where σ_f and σ_s are fluid and structure stress tensors, δ_f and δ_s are fluid and structure displacements, v_f and v_s are fluid and structure velocities. An implicit coupling scheme is used to ensure energy conservation at the F/S interface [1] [16]. Arbitrarily

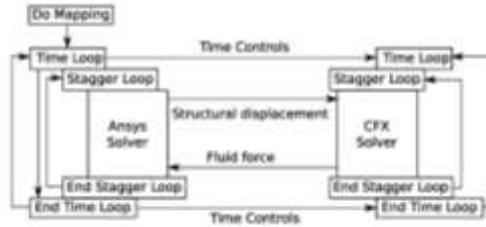


Figure 7. Fluid-Structure code coupling algorithm.

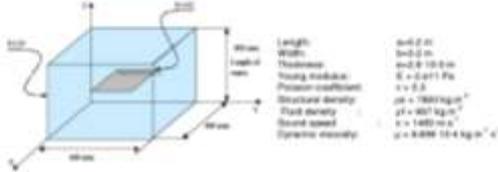


Figure 8. Clamped-free plate in still water.

three substeps are performed in the coupling scheme and the relaxation factor is set to 1. At last, natural frequencies can be obtained by performing a FFT to the structural displacement time history.

2.3. Validation over an academic test case

2.3.1. Added mass effect

In order to compare the presented numerical tools, a clamped-free plate in still water is under investigation. Blevins [6] gives a theoretical estimation of the added mass effect based on a strip theory. Hernandez [10] used a monolithic modal analysis to estimate frequencies, mode shape and added mass. Obtained results are compared with experimental ones [15]. Model and data are summarized in Figure 8. Fluid boundary conditions are $p = 0$ and $\frac{\partial p}{\partial n} = 0$, rigid walls on planes located at $y = 0$ and $z = 0$. 1600 linear structural finite elements are adopted to model the plate in both monolithic and partitionned procedures. 70328 linear fluid finite elements and 70328 finite volumes are adopted to discretize the fluid volume for respectively the monolithic and partitionned procedure. For the partitionned strategy, a 10^{-4} s time step is considered to ensure the spectral resolution of the FFT performed on displacement time history. Figure 9 shows structural displacement over time and its FFT (the simulation runs over 0.1598 s).

As observed in Figure 9, the frequency peaks in still water are well estimated but the spectral resolution remains coarse for the lowest frequencies (8

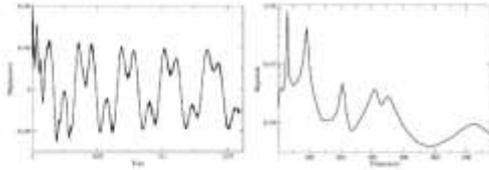


Figure 9. Transient response and FFT for a 10^{-4} s time step.

CPU Time				
Fluid	Structure	Structure estimated	Communication interpolation	Total
97450 s (1 day) 17 %	470510 s (5.5 days)	17187 s (4.5 hours) 3.0 %	453323 s (6.5 days) 80.0 %	698573 s (8 days)

Table 1. CPU time.

Mode shape	Freq. (Hz)		
	experiment	monolithic	partitioned
Mode 1 1st bending	29.7	29.69 (6.41 %)	31.31 (8.01 %)
Mode 2 1st torsion	82.6	87.71 (6.18 %)	93.93 (13.71 %)
Mode 3 2nd bending	194	200.62 (3.41 %)	206.64 (6.515 %)
Mode 4 2nd torsion	292	300.46 (2.89 %)	306.83 (5.078 %)
Mode 5 1st tor./2nd bend.	321	337.94 (4.74 %)	350.66 (9.23 %)
Mode 6	597	620.13 (3.85 %)	626.17 (4.88 %)

Table 2. Experimental measurements and numerical results.

% error for the first eigenfrequency). CPU and communication times are presented in Table 1. It can be observed that computation time is already significant for an academic test case.

A comparison with the monolithic procedure with Ansys software is performed. Results are compared with experimental ones obtained by Pavanello [15] and presented in Table 2.

2.3.2. Added damping effect

Several studies have been performed to estimate added damping effect in still water. Chen [7] has done a complete study of fluid-structure forces in-

	f_{water}	$\Delta f/f$
Experimental	29.7	1.1 %
Numerical, $\Delta t = 5 \cdot 10^{-4}$ s	31.25	18.56 %
Numerical, $\Delta t = 5 \cdot 10^{-4}$ s	30.65	2.12 %
Numerical, $\Delta t = 5 \cdot 10^{-4}$ s	30.65	1.53 %

Table 3. Added damping results.

duced by a rigid moving tube surrounded by a viscous fluid at rest. Weaver [18] has carried out an experimental measurement of added mass and added damping associated to a flexible tube in an array of fixed tubes. The previous experimental measurement have been used to improve numerical coupling process [1]. Pavanello [15] estimates experimentally added damping effects for the clamped free plate in still water previously considered. A numerical identification of the added damping is performed for the first bending mode of the plate. In this case, the first mode shape is adopted as an initial condition in the partitioned procedure.

The added damping is estimated through a least-square fitting method over structural displacements provided by the partitioned strategy. Added damping estimation needs small time steps to avoid numerical damping. Results are given in Table 3.

The Ansys monolithic procedure requires a large amount of 3D linear fluid elements. On the other hand, the partitioned procedure induces a large CPU time. For a large number of fluid/structure nodes, communication and interpolation time can become larger than fluid and structure CPU time. Parallel computing should be a solution to reduce CPU time. For a convenient accuracy, monolithic procedure is preferred. Unfortunately, in this case, added damping effect can not be extracted as the fluid is considered to be inviscid with zero mean velocity. In the following section, a transient analysis is performed on an Achard's turbine under hydrodynamic loading extracted from CFD computation. The structural damping is artificially increased in order to take into account the added damping effect.

3. Transient analysis of the Achard turbine under hydrodynamic loading

3.1. Loading

The loads applied on the Achard's turbine results from the 2D CFD computation presented in Section 1. They are expressed as resulting efforts on each

Parameter	units	value
Young modulus	MPa	70 000
Poisson ratio	-	0.33
Density	kg.m ⁻³	2 770

Table 4. Material parameters of the 7075 T6 alloy.

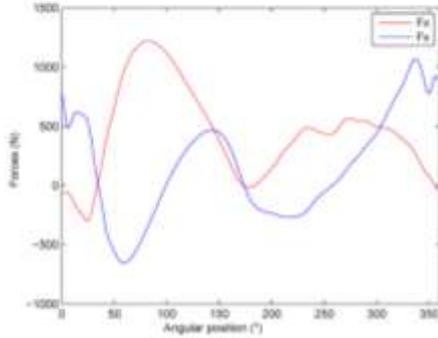


Figure 10. Applied forces on a half-blade expressed in a fixed coordinates system as a function of the angular position of the turbine.

half-blade in a fixed coordinate system. The F_x and F_y forces are presented in Figure 10 as a function of the angular position of the turbine for a given half-blade. These efforts correspond to a flow velocity of 2.8 m.s^{-1} , which results in a 321 rpm rotating speed and corresponds to the operating point that gives the best efficiency. The structure is modelled assuming a clamped boundary condition on the internal diameter and the adopted material is a 7075 T6 aluminium alloy which characteristics are presented in Table 4.

3.2. Modal analysis

A modal analysis is performed using the Ansys FEA software in order to extract the 21 first eigenmodes (the number of eigenmodes is chosen as a multiple of 3 in order to take into account the cyclic symmetry of the turbine, which, due to the meshing dispersion, exhibits several triplets of eigenvalues). Table 5 lists the extracted eigenvalues and eigenmodes shape.

3.3. Transient analysis

The hydrodynamic loads provided by CFD computation are distributed along each blade, assuming

Modes	Freq. (Hz)	Shape
1,2,3	57.9	1st bending mode of blades supports
4,5,6	92.4	1st torsion mode of blades supports
7,8,9	198.3	1st bending mode of half-blades
10,11,12	202.0	2nd bending mode of blades supports
13,14,15	387.8	Torsion mode in the (x, y) plane
16,17,18	892.4	2nd bending mode of half-blades
19,20,21	1090.2	1st torsion mode of half-blades

Table 5. Eigenvalues and eigenmodes of the Achard's turbine.

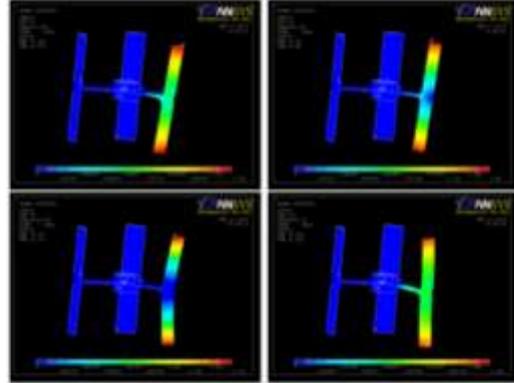


Figure 11. Eigenmode shape of the 4 first modes.

a 120 degrees phase shift, in order to simulate a rotating loading on the clamped turbine. The turbine is studied at its nominal speed of 321 rpm and 10 laps are simulated using a modal superposition scheme.

In order to take into account the added damping due to fluid environment, a proportional damping assumption is made:

$$[C] = \alpha [M] + \beta [K] \quad (6)$$

where $[C]$, $[M]$ and $[K]$ are respectively the damping, mass and stiffness matrices. We consider a damping which is only proportional to the stiffness matrix ($\alpha = 0$) and β coefficient is given by:

$$[C] = \beta [K] \quad \beta = \frac{2}{\omega} \xi \quad (7)$$

where ω is the exciting pulsation and ξ the modal damping. If a frequency range of $[0, 60]$ Hz is taken into account, only the first eigenfrequency (58 Hz) is of interest. We have:

$$\omega = 2\pi f = 364,42 \text{ rad.s}^{-1} \quad (8)$$

The total damping factor is the sum of structural damping (basically 0.2 %) and fluid damping (estimated at 0.8 %), which gives:

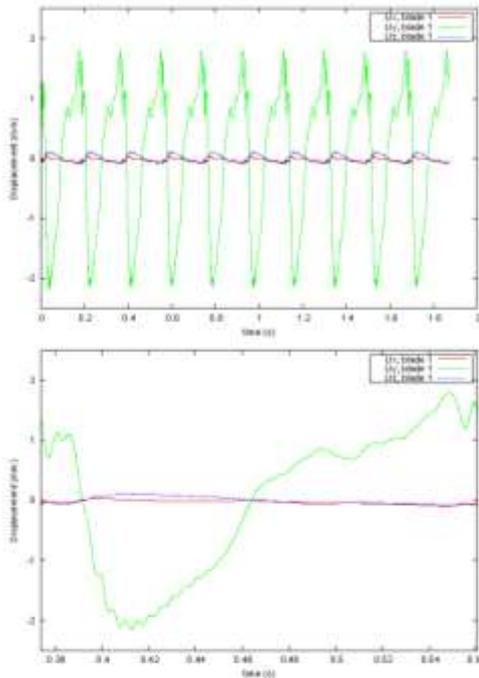


Figure 12. Displacement at the extremity of a half blade for 10 laps and for the third lap. Values are expressed in the turbine coordinates system.

$$\beta = \frac{2}{\omega} \xi = 5,49.10^{-5} \quad (9)$$

Figure 12 shows the displacements for a given blade. It can be seen that the steady state is immediately obtained. The maximal deflection is observed at time $t = 0.039 \text{ s}$. A FFT is performed on the displacement components in order to determine the excited eigenmodes (see Figure 13). It can be seen that the major part of displacement occurs at frequencies 5.35 and 10.7 Hz, which corresponds to $1\times$ and $2\times$ the rotation frequency of the Achard turbine. Other multiples of the rotation frequency are also excited with decreasing influence. As the first eigenfrequency of the structure is 57.9 Hz, resonance can only occur at high order harmonics ($10+$).

An expansion pass is performed for the third lap in order to extract the stress tensor components. The maximal Von Mises equivalent stress is observed at the base of half-blade (see Figure 14) with a value of 72.5 MPa. As the critical stress value for the 7075 T6 alloy is 159 MPa for 5.10^8 cycles, which corresponds to a turbine operating during 3 years, the integrity of the structure is ensured for high number of cycles

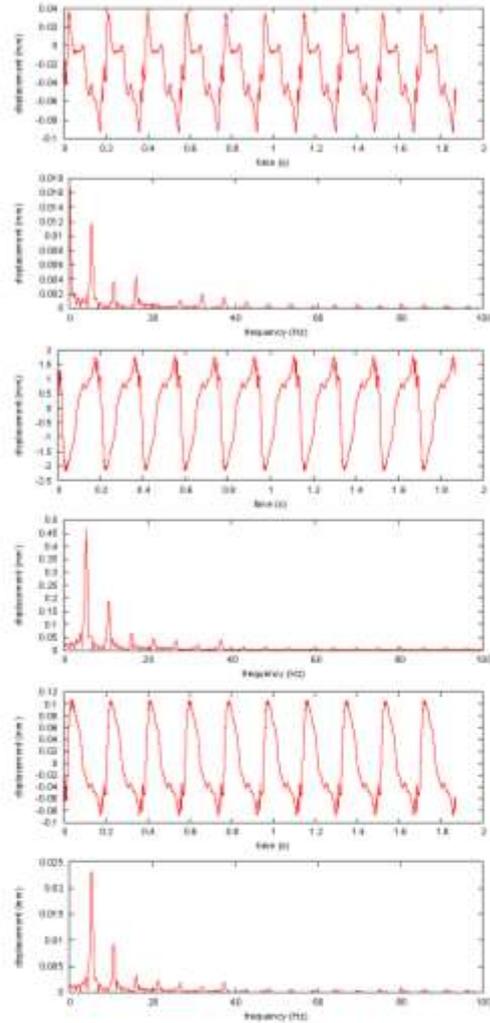


Figure 13. FFT of the x, y, z (from top to bottom) components of displacement.

fatigue.

Conclusion

A dynamic analysis including fluid-structure interactions has been performed on an Achard's vertical axis water turbine. Fluid hydrodynamic loads are obtained from a CFD simulation and applied to a structural transient study. The added damping effect is taken into account by increasing the structural damping coefficient based on an academic test

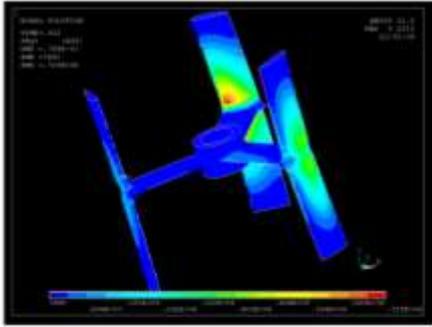


Figure 14. Maximum Von Mises stress observed during the third lap.

case. Obtained results show that the integrity of the structure is ensured at nominal speed.

Further work will focus on the simulation of a rotating turbine in moving water, taking directly into account the added damping effect by CFD/FEA implicit coupling scheme. Of interest will be the study of transient responses during the start of the turbine or for emergency stop. Results will be compared with in-situ measurements on a turbine in real operating condition located in Grenoble (France) next summer.

References

- [1] A. Abouri, A. Parry, A. Hamdouni, and E. Longatte. A stable fluid-structure-interaction algorithm: Application to industrial problems. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 128(4):516–524, 2006.
- [2] J.L. Achard, D. Imbault, and T. Maitre. Dispositif de maintien d’une turbomachine hydraulique. Brevet déposé, 2005.
- [3] J.L. Achard and T. Maitre. Turbomachine hydraulique. Brevet déposé, 2004.
- [4] E. Amet. *Simulation numérique d’une hydrolienne à axe vertical de type darriens*. PhD thesis, INP Grenoble, 2009.
- [5] E. Amet, T. Maitre, C. Pellone, and J.L. Achard. 2d numerical simulation of blade-vortex interaction in a darriens turbine. *Journal of Fluid Engineering*, 131:111103-1–111103-15, 2009.
- [6] R.D. Blevins. *Formulas for natural frequencies and mode shape*. Krieger Publishing Company, 2001.
- [7] S.S. Chen. *Flow-induced Vibration of Circular Cylindrical Structures*. Hemisphere Publishing, 1987.
- [8] A.N. Gorban, A.M. Gorlov, and V.M. Silantyyev. Limits of the turbine efficiency for free fluid flow. *Journal of Energy Resources Technology*, 123:211–217, 2001.
- [9] A.M. Gorlov. Helical turbine assembly operable under multidirectional fluid flow for power and propulsion systems. United States Patents, 1997.
- [10] E. Hernandez. Approximation of the vibration modes of a plate and shells coupled with a fluid. *Journal of Applied Mechanics*, 73:1005–1010, 2006.
- [11] E. Longatte, Z. Bendjeddou, and M. Souli. Methods for numerical study of tube bundle vibrations in cross-flows. *Journal of Fluids and Structures*, 18:513–528, 2003.
- [12] T. Maitre and J.L. Achard. Une source d’énergie renouvelable possible : les hydrauliennes. *Revue de l’Energie, Les éditions techniques et économiques*, (546), May 2003.
- [13] A. Mentxaka, T. Maitre, E. Amet, and C. Pellone. Numerical modelling of power characteristics for a cross flow achard turbine equipped with a channelling device. *Transaction on Mechanics*, 53(67), 2008.
- [14] I. Paraschivoiu. *Wind Turbine Design with Emphasis on Darriens Concept*. Polytechnic International Press, 2002.
- [15] R. Pavanello. *Contribution à l’étude hydro élastique des structures à symétrie cyclique*. PhD thesis, INSA de Lyon, 1991.
- [16] J.M.T. Penrose and C.J. Staples. Implicit fluid-structure coupling for simulation of cardiovascular problems. *International Journal of Numerical Methods in Fluid*, 40:467–478, 2002.
- [17] F. Ponta and G. S. Dutt. An improved vertical-axis water-current turbine incorporating a channelling device. *Renewable Energy*, 20:223–241, 2000.
- [18] D.S. Weaver and A. Abd-Rabbo. A flow visualisation study of a square array of tubes in water crossflow. *J. Fluids Eng.*, 107:354–363, 1985.

Bibliographie

- Abbot, Ira H. et Von Doenhoff, Albert E. 1959.** *Theory of wing sections*. New York : Dover Publications, 1959.
- Achard, Jean-Luc et Imbault, Didier. 2005.** *Dispositif de maintien d'une turbomachine hydraulique*. FR05/50420 France, 14 février 2005. Brevet d'invention.
- Achard, Jean-Luc et Maître, Thierry. 2004.** *Turbomachine hydraulique*. FR04/50209 France, 04 février 2004. Brevet d'invention.
- Achard, Jean-Luc, Imbault, Didier et Tourabi, Ali. 2007.** *Turbomachine à machines hydrauliques à flux transverse à force globale de portance réduite*. FR07/58511 France, 28 octobre 2007. Brevet d'invention.
- Achard, Jean-Luc, Jaquier, Thomas et Imbault, Didier. 2008.** *Structure d'assise d'une turbomachine hydraulique*. FR08/55593 France, 14 août 2008. Brevet d'invention.
- Achard, Jean-Luc, Jaquier, Thomas et Zanette, Jerônimo. 2009 Réf.2.** *Système et procédé d'immersion d'une turbomachine hydraulique*. FR09/51595 France, 13 mars 2009 Réf.2. Brevet.
- Achard, Jean-Luc, Jaquier, Thomas et Zanette, Jerônimo. 2009.** *Système et procédé de maintenance d'une turbomachine à turbines hydrauliques à flux transverse*. FR09/56120 France, 12 juillet 2009. Brevet.
- Akbari, M. H. et Price, S. J. 2003.** Simulation of dynamic stall for a NACA 0012 airfoil using a vortex model. *Journal of Fluids and Structures*. Elsevier, 2003, Vol. 13, 855-874.
- Allet, A., Hallé, S. et Paraschivoiu, I. 1999.** Numerical simulation of dynamic stall around un airfoil in Darrieus motion. *Journal of Solar Energy Engineering*. ASME, 1999, Vol. 121, 69-76.
- Amet, Ervin. 2009.** *Simulation numérique d'une hydrolienne à axe vertical de type Darrieus*. Grenoble : Institut National Polytechnique de Grenoble, 2009. Thèse de Doctorat.
- Amet, Ervin, Maître, Thierry, Pellone, Christian et Achard, Jean-Luc. 2009.** 2D numerical simulations of blade-vortex interaction in a Darrieus turbine. *Journal of Fluids Engineering*. Transactions of the ASME, 2009, Vol. 131, 1-15.
- Amet, Ervin, Pellone, Christian, Maître, Thierry et Achard, Jean-Luc. 2007.** *Lâcher tourbillonnaire à l'arrière des pale d'une turbine Darrieus*. Grenoble : 18ème Congrès Français de Mécanique, 2007. Association Française de Mécanique.
- Anderson Jr, John D. 2001.** *Fundamentals of Aerodynamics*. Maryland : McGraw-Hill, 2001.
- Antheaume, Sylvain. 2010.** *Implicit time spectral method for periodic incompressible flows*. Grenoble : Université de Grenoble, 2010. Thèse de Doctorat.
- Antheaume, Sylvain, Maître, Thierry et Achard, Jean-Luc. 2008.** Hydraulic Darrieus turbines efficiency for free fluid flow conditions versus power farms conditions. *Renewable Energy*. Elsevier, 2008, Vol. 33, 2186-2198.
- Aumelas, Vivien et Maître, Thierry. 2009.** *Development of an experimental facility for cross flow water turbine models*. Bucharest, Roumanie : University POLITEHNICA of Bucharest , 2009. 4th International Conference on Energy and Environment.

- Aumelas, Vivien. 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.* Grenoble : Grenoble Universités, 2011. Thèse de doctorat.
- Baker, J. R. 1983.** Features to aid or enable self-starting of fixed pitch low solidity vertical axis wind turbines. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics.* Elsevier, 1983, Vol. 15, 369-380.
- Bechly, M. E. et Clausen, P. D. 1997.** Structural design of a composite wind turbine blade using finite element analysis. *Computers & Structures.* Pergamon, 1997, Vol. 63, 639-646.
- Bedard, Roger. 2005.** *Survey and Characterization of Tidal In Stream Energy Conversion (TISEC) Devices.* Palo Alto, USA : Electric Power Research Institute (EPRI), 2005. TP-004-NA.
- Berg, Dale E. 1984.** *Structural design of the Sandia 34M vertical axis wind turbine.* Albuquerque : Sandia Laboratories, 1984. SAND84-1287.
- Biffle, J. H. 1976.** *System structural response.* Albuquerque : Sandia Laboratories, 1976. Proceedings of VAWT Technology Workshop.
- Blackwell, Bennie F. et Reis, George E. 1974.** *Blade shape for a troposkien type of vertical-axis wind turbine.* Albuquerque, USA : Sandia Laboratories, 1974. SLA-74-0154.
- Blackwell, Bennie F., Sheldahl, Robert E. et Feltz, Louis V. 1976.** *Wind tunnel performance data for the Darrieus wind turbine with NACA 0012 blades.* Albuquerque, USA : Sandia Laboratories, 1976. SAND76-0130.
- Blanc, Patricia. 2007.** *Le Grenelle de l'Environnement - Lutter contre les changements climatiques et maîtriser l'énergie.* Paris : s.n., 2007. Rapport de Synthèse du Groupe 1.
- Bobin, Jean-Louis. 2005.** *L'énergie de demain - Techniques, Environnement, Economie.* Grenoble : EDP Sciences, 2005.
- Brochier, G., Fraunié, P. et Béguier, C., Paraschivoiu. 1986.** Water channel experiments of dynamic stall on Darrieus wind turbine blades. *Journal of Propulsion.* AIAA, 1986, Vol. 2, 445-449.
- Burlot, Alain. 2004.** *Eolienne à axe vertical. FR04/12262* France, 18 novembre 2004. Brevet d'invention.
- Carr, Lawrence W. et Chandrasekhara, M. S. 1996.** Compressibility effects of dynamic stall. *Progress in Aerospace Science.* Elsevier, 1996, Vol. 32, 523-573.
- Cebeci, T. et Smith, A. M. O. 1974.** Analysis of turbulent boundary layers. *Series in Applied Mathematics and Mechanics.* Academic Press, 1974, Vol. 15.
- Claessens, Marteen C. 2006.** *The design and testing of airfoils for application in small vertical axis wind turbines.* Delft : Delft University of Technology, 2006. Thèse de Doctorat.
- Coiro, D. P., De Marco, A., Nicolosi, F., Melone, S. et Montella, F. 2005.** Dynamic behaviour of the patented Kobold tidal current turbine: numerical and experimental aspects. *Acta Polytechnica.* Czech Technical University Publishing House, 2005, Vol. 45, 77-84.
- Darrieus, Georges Jean-Marie. 1931.** *Turbine having its rotating shaft transverse to the flow of the current.* 1835018 USA, 08 décembre 1931. Brevet.
- Dellinger, Nicolas. 2011.** *Instrumentation d'un tunnel hydrodynamique pour la caractérisation des turbines à flux transverse.* Grenoble : Grenoble Universités, 2011. Thèse de Doctorat.
- Dellinger, Nicolas, Imbault, Didier et Tourabi, Ali. 2007.** *Caractérisation des efforts hydrodynamiques sur une maquette d'hydrolienne à axe vertical.* Grenoble : 18ème Congrès Français de Mécanique, 2007. Association Française de Mécanique.
- Ducoin, Antoine, Astolfi, Jacques André, Deniset, François et Sigrist, Jean-François. 2009.** Computational and experimental investigation of flow over a transient pitching hydrofoil. *European Journal of Mechanics B/Fluids.* Elsevier, 2009, Vol. 28, 728-743.

- Duval, Arnaud, Châtelet, Eric, Jacquet, Georges, Zanette, Jeronimo, Jaquier, Thomas et Maître, Thierry. 2010.** Fluid/structure interaction and dynamic response of vertical axis water turbines. *17th symposium on Vibrations, Shocks and Noise (Vibrations, Chocs et Bruit)*, Lyon. 2010.
- Ekaterinaris, John A. et Platzer, Max F. 1998.** Computational prediction of airfoil dynamic stall. *Progress in Aerospace Sciences*. Elsevier, 1998, Vol. 33, 759-846.
- El Chazly, N. M. 1993.** Static and dynamic analysis of wind turbine blades using the finite element method. *Renewable Energy*. Elsevier, 1993, Vol. 3, 705-724.
- Fanucci, J. B. et E., Walter R. 1976.** *Innovative wind machines: the theoretical performance of a vertical-axis wind turbine*. Albuquerque : Sandia Laboratories, 1976. SAND76-5586.
- Fourquet, Guillaume. 2005.** *Développement d'un système hydrométrique par analyses d'images numériques*. Grenoble : INPG, 2005. Thèse de doctorat.
- Fujisawa, Nobuyuki et Shibuya, Satoshi. 2001.** Observations of dynamic stall on Darrieus wind turbine blades. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. Elsevier, 2001, Vol. 89, 201-214.
- Gaunaa, Mac et Johansen, Jeppe. 2007.** *Can Cp be increased by the use of winglets?* Roskilde, Danemark : Riso National Laboratory, 2007. IEA Annex XI/XX Joint Meeting.
- Gohard, J.D. 1978.** Free Wake Analysis of Wind Turbine Aerodynamics. 1978, Vol. TR 184-14.
- Gopinath, Arathi K. et Jameson, Antony. 2005.** *Time spectral method for periodic unsteady computations over two- and three- dimensional bodies*. Reno : 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 2005. AIAA 2005-1220.
- Gorban, Alexander N., Gorlov, Alexander M. et Silantsev, Valentin M. 2001.** Limits of the turbine efficiency for free fluid flow. *Journal of Energy Resources Technology*. Transactions of the ASME, 2001, Vol. 123, 311-317.
- Gorlov, Alexander M. 1998.** *Development of the helical reaction hydraulic turbine*. Boston, USA : Northeastern University, 1998. DOE/EE/15669--T1.
- Gorlov, Alexander M. 1997.** *Helical turbine assembly operable under multidirectional fluid flow for power and propulsion systems*. 5642984 USA, 01 juillet 1997. Brevet.
- Gorlov, Alexander M. 1995.** *Unidirectional helical reaction turbine operable under reversible fluid flow for power systems*. 5451137 USA, 19 septembre 1995. Brevet.
- Guittet, Linda. 2005.** *Outil de prédimensionnement des hydroliennes Darrieus : Aspects expérimental et numérique*. Grenoble : EDF R&D, 2005. Diplôme de Recherche Technologique (DRT).
- Hall, Kenneth C., Thomas, Jeffrey P. et Clark, W. S. 2002.** Computation of unsteady nonlinear flows in cascades using a harmonic balance technique. *Journal AIAA*. American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), 2002, Vol. 40, 879-886.
- Ham, N. D. 1976.** *Aeroelastic analysis of the troposkien type wind turbine*. Albuquerque : Sandia Laboratories, 1976. Proceedings of VAWT Technology Workshop.
- Harion, Jean-Luc, Vermeulen, Jean-Philippe et Burlot, Alain. 2007.** *Simulations numériques des performances d'une nouvelle géométrie d'éolienne à axe vertical*. Grenoble : 18ème Congrès Français de Mécanique, 2007. Association Française de Mécanique.
- Hauck, Matthieu. 2011.** *Optimisation de l'architecture et de la commande de la chaîne électrique d'une hydrolienne fluviale : conception et réalisation*. Grenoble : Université de Grenoble, 2011. Thèse de doctorat.
- Howell, Robert, Qin, Ning, Edwards, Jonathan et Durrani, Naveed. 2010.** Wind tunnel and numerical study of a small vertical axis wind turbine. *Renewable Energy*. Elsevier, 2010, Vol. 35, 412-422.

- Ifremer. 2008.** *Les énergies renouvelables marines. Synthèse d'une étude prospective à l'horizon 2030.* Paris : Quae, 2008.
- Islam, Mazharul, Ting, David S.-K. et Fartaj, Amir. 2008.** Aerodynamic models for Darrieus-type straight-bladed vertical axis wind turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* Elsevier, 2008, Vol. 12, 1087-1109.
- Jaquier, Thomas et Achard, Jean-Luc. 2010.** *Hydrolennes à flux transverse à étages autonomes.* FR 10/59154 France, 5 Novembre 2010. Brevet.
- Jensen, F. M., Falzon, B. G., Ankersen, J. et Stang, H. 2006.** Structural testing and numerical simulation of a 34 m composite wind turbine blade. *Composite Structures.* Elsevier, 2006, Vol. 76, 52-61.
- Johansen, Jeppe et Sorensen, Niels. 2006.** *Aerodynamic investigation of winglets on wind turbine blades using CFD.* Roskilde, Danemark : Riso National Laboratory, 2006. Riso-R-1543(EN).
- Johansen, Jeppe et Sorensen, Niels. 2007.** *Numerical analysis of winglets on wind turbine blades using CFD.* Madrid, Espagne : EWEC 2007 Conference Proceedings, 2007.
- Johnson, D. A. et King, L. S. 1985.** A mathematically simple turbulence closure model for attached and separated turbulent flows. *Journal AIAA.* American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), 1985, Vol. 23, 1684-1692.
- Jourden, Guy et Marchand, Philippe. 2009.** *Des énergies marines en Bretagne: à nous de jouer!* Rennes : Région Bretagne, 2009.
- Kirke, Brian. 2005.** *Developments in ducted water current turbines.* Adelaide, Australia : University of South Australia, 2005. www.cyberiad.net.
- Kirke, Brian et Lazauskas, Leo. 1991.** Enhancing the performance of a vertical axis wind turbine using a simple variable pitching system. *Wind Engineering.* Multi-Science Publishing, 1991, Vol. 15, 187-195.
- Kirke, Brian et Lazauskas, Leo. 2008.** Variable pitch Darrieus water turbines. *Journal of Fluid Science and Technology.* The Japan Society of Mechanical Engineers, 2008, Vol. 3, 430-438.
- Kok, J. C. 1999.** *Resolving the dependence on free-stream values for the k-omega turbulence model.* Delhi : National Aerospace Laboratory, 1999. NLR-TP-99295.
- Kong, C., Bang, J. et Sugiyama, Y. 2005.** Structural investigation of composite wind turbine blade considering various load cases and fatigue life. *Energy.* Elsevier, 2005, Vol. 30, 2101-2114.
- Kroo, Ilan. 2001.** Drag due to lift: concepts for prediction and reduction. *Annual Review of Fluid Mechanics.* Annual Reviews, 2001, Vol. 33, 587-617.
- Kuo, Cheng-Hsiung et Hsieh, J. K. 2001.** Unsteady flow structure and vorticity convection over the airfoil oscillating at high reduced frequency. *Experimental Thermal and Fluid Science.* Elsevier, 2001, Vol. 24, 117-129.
- Laitone, E. V. 1997.** Wind tunnel tests of wings at Reynolds numbers below 70000. *Experiments in Fluids.* Springer-Verlag, 1997, Vol. 23, 405-409.
- Laneville, A. et Vittecoq, P. 1986.** Dynamic Stall: The Case of the Vertical Axis Wind Turbine. *Journal of Solar Energy Engineering.* Transactions of the ASME, 1986, Vol. 108, 140-145.
- Laneville, A., Vittecoq, P. et Côté, J. 1985.** *Etude expérimentale de l'effet de la turbulence sur le décrochage dynamique.* Sherbrooke : Université de Sherbrooke, 1985.
- Larsen, H. C. 1975.** *Summary of a vortex theory for the cyclogiro.* Colorado State University : Proceedings of the 2nd US National Conferences on Wind Engineering Research, 1975.
- Launder, B. E. et Spalding, D. B. 1974.** The numerical computation of turbulent flow. *Computational Methods in Applied Mechanics and Engineering.* 1974, Vol. 3, 269-289.

- Leishman, J. Gordon. 2002.** *Challenges in modeling the unsteady aerodynamics of wind turbines.* Reno : 21th ASME Wind Energy Symposium and 40th AIAA Aerospace Sciences Meeting, 2002. AIAA 2002-0037.
- Leishman, J. Gordon. 2000.** *Principles of helicopter aerodynamics.* New York : Cambridge University Press, 2000.
- Liébard, Alain. 2008.** *La production d'électricité d'origine renouvelable dans le monde.* s.l. : Observ'ER / EDF, 2008.
- Liu, Zhen, Hyun, Beom-soo, Kim, Moo-rong et Jin, Ji-yuan. 2008.** Experimental and numerical study for hydrodynamic characteristics of an oscillating hydrofoil. *Journal of Hydrodynamics.* Elsevier, 2008, Vol. 20, 280-287.
- Lucid Energy Technologies. 2009.** Water Technology Overview. [En ligne] 2009. <http://www.lucidenergy.com/water>.
- Martinat, G., Braza, M., Hoarau, Y. et Harran, G. 2008.** Turbulence modelling of the flow past a pitching NACA0012 airfoil at 10^5 and 10^6 Reynolds numbers. *Journal of Fluids and Structures.* Elsevier, 2008, Vol. 24, 1294-1303.
- Masson, C., Leclerc C., Paraschivoiu I.,. 1998.** Appropriate Dynamic-Stall Models for Performance Predictions of VAWTs with NLF Blades. 1998, Vol. Vol. 4, No 2 Page 129-139.
- Matsuda, Y., Ikeda, M., Okuma, K., Furukawa, A. et Watanabe, S. 2003.** *Experimental study on water turbine characteristics of Darrieus type runner with staggered blade arrangement.* Fukuoka, Japan : The 7th Asian International Conference on Fluid Machinery, 2003. 20006.
- McCroskey, W. J. 1981.** *The phenomenon of dynamic stall.* California, USA : NASA, 1981. 81264.
- Menter, F. R. 1994.** Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal.* American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), 1994, Vol. 32, 1598-1605.
- Mentxaka Roa, Ané. 2011.** *Analyse numérique des hydroliennes à axe vertical munies de carénage.* Grenoble : Université de Grenoble, 2011. Thèse de doctorat.
- Mentxaka Roa, Ane, Maître, Thierry, Pellone, Christian et Achard, Jean-Luc. 2009.** *Numerical 2D hydrodynamic optimization of channeling devices for cross flow water turbines.* Bucharest, Roumanie : University POLITEHNICA of Bucharest, 2009. 4th International Conference on Energy and Environment.
- Migliore, P. G. 1983.** Comparison of NACA 6-series and 4-digit airfoils for Darrieus wind turbines. *Journal of Energy.* American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), 1983, Vol. 4, 291-292.
- Ministère de l'Environnement Allemand. 2004.** Bundesministerium für Umwelt. [En ligne] 2004. <http://www.bmu.de/>.
- Moffatt, S. et He, L. 2005.** On decoupled and fully-coupled methods for blade forced response prediction. *Journal of Fluids and Structures.* Elsevier, 2005, Vol. 20, 217-234.
- Münch, Cécile, Farhat, Mohamed, Ausoni, Philippe et Avellan, François. 2007.** 2D oscillating hydrofoil. *Transactions on Mechanics.* Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timisoara, 2007, Vol. 52, 229-234.
- Myers, Luke, Bahaj AS., 2006.** Wake studies of a 1/30th scale horizontal axis marine current turbine. *Ocean Engineering,* 2006, Vol. 34, Page 758-762.
- Nakano, T., Fujisawa, N., Oguma, Y., Takagi, Y. et Lee, S. 2007.** Experimental study on flow and noise characteristics of NACA0018 airfoil. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics.* Elsevier, 2007, Vol. 95, 511-531.
- Newman, B. G. 1983.** Actuator-disc theory for vertical-axis wind turbines. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics.* Elsevier, 1983, Vol. 15, 347-355.

- Oler, J. W., Strickland, J. H., Im, B. J. et Graham, G. H. 1983.** *Dynamic stall regulation of the Darrieus turbine*. Albuquerque : Sandia Laboratories, 1983. SAND83-7029.
- Overgaard, L. C. T. et Lund, E. 2010.** Structural collapse of a wind turbine blade. Part B: Progressive interlaminar failure models. *Composites*. Elsevier, 2010, Vol. 41, 271-283.
- Overgaard, L. C. T., Lund, E. et Thomsen, O. T. 2010.** Structural collapse of a wind turbine blade. Part A: Static test and equivalent single layered models. *Composites*. Elsevier, 2010, Vol. 41, 257-270.
- Paraschivoiu, Ion. 1981.** *Double-multiple streamtube model for Darrieus wind turbines*. Cleveland : Second DOE/NASA Wind Turbines Dynamics Workshop, 1981. NASA CP-2186.
- Paraschivoiu, Ion. 2002.** *Wind Turbine Design With Emphasis on Darrieus Concept*. Montréal : Polytechnic International Press, 2002.
- Peinke, Joachim, Schaumann, Peter et Barth, Stephan. 2007.** *Helicopter Aerodynamics with Emphasis Placed on Dynamic Stall*. Berlin : Springer, 2007.
- Ploesteanu, Cristina. 2004.** *Etude hydrodynamique d'un type d'hydrolienne à axe vertical pour les courants marins*. Grenoble : Institut National Polytechnique de Grenoble, 2004. Thèse de Doctorat.
- Ponta, Fernando L. et Dutt, Gautam Shankar. 2000.** An improved vertical-axis water-current turbine incorporating a channeling device. *Renewable Energy*. Elsevier, 2000, Vol. 20, 223-241.
- Ponta, Fernando L. et Jacovkis, Pablo M. 2001.** A vortex model for Darrieus turbine using finite element techniques. *Renewable Energy*. Elsevier, 2001, Vol. 24, 1-18.
- Ponta, Fernando L. et Jacovkis, Pablo. 2008.** Marine-current power generation by diffuser-augmented floating hydro-turbines. *Renewable Energy*. Elsevier, 2008, Vol. 33, 665-673.
- Rajagopalan, R.G. and Fanucci, J.B. 1985.** Finite Difference Model for the Vertical Axis Wind Turbines. 1985, Vol. Vol. 1, page 432-436.
- Reis, George E. et Blackwell, Bennie F. 1974.** *Practical approximations to a troposkien by straight-line and circular-arc segments*. Albuquerque, USA : Sandia Laboratoires, 1974. SAND74-0100.
- Rosen, A. et Abramovich, H. 1985.** Investigation of the structural behavior of the blades of a Darrieus wind turbine. *Journal of Sound and Vibration*. Academic Press, 1985, Vol. 100, 493-509.
- Roye, Daniel, Andreica, Ana Maria, Bacha, Seddik et Guiraud, Joël. 2008.** *Système de contrôle d'une turbomachine à paire de turbines hydrauliques jumelles*. FR08/55684 France, 28 août 2008. Brevet.
- Ruprecht, Albert, Ruopp, Andreas et Lippold, Felix. 2009.** *Fluid-structure simulations on distributed high performance computer resources*. Birlinghoven, Allemagne : 10th MpCCI User Forum Proceedings, 2009.
- Ryhming, Inge L. 1993.** *Dynamique des fluides*. Lausanne : Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, 1993.
- Sansone, Eugenio. 2007.** *Modélisation de la cavitation instationnaire dans les turbines Darrieus*. Grenoble : Institut National Polytechnique de Grenoble, 2007. Thèse de Doctorat.
- Sarkar, Sunetra et Venkatraman, Kartik. 2008.** Influence of pitching angle of incidence on the dynamic stall behavior of a symmetric airfoil. *European Journal of Mechanics - B/Fluids*. Elsevier, 2008, Vol. 27, 219-238.
- Savonius, Sigurd Johannes. 1929.** *Rotor adapted to be driven by wind or flowing water*. 1697574 USA, 01 janvier 1929. Brevet.
- Schijve, Jaap. 2009.** *Fatigue of structures and materials*. Second edition : Springer, 2009. ISBN 978-1-4020-6807-2.
- Schönborn, Alessandro et Chantzidakis, Matthew. 2007.** Development of a hydraulic control mechanism for cyclic pitch marine current turbines. *Renewable Energy*. Elsevier, 2007, Vol. 32, 662-679.

- Sheldahl, Robert E. 1980.** *Comparison of field and wind tunnel Darrieus wind turbine data.* Albuquerque, USA : Sandia Laboratories, 1980. SAND80-2469.
- Sheldahl, Robert E. et Blackwell, Bennie F. 1977.** *Free-air performance tests of a 5-metre-diameter Darrieus turbine.* Albuquerque : Sandia Laboratories, 1977. SAND77-1063.
- Sheldahl, Robert E. et Klimas, Paul 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.* Albuquerque, USA : Sandia Laboratoires, 1980. SAND80-2114.
- Sheldahl, Robert E., Klimas, Paul C. et Feltz, Louis V. 1980.** *Aerodynamic performance of a 5-metre-diameter Darrieus turbine with extruded aluminium NACA-0015 blades.* Albuquerque : Sandia Laboratories, 1980. SAND80-0179.
- Shiono, Mitsuhiro, Suzuki, Katsuyuki et Kiho, Seiji. 2000.** An Experimental Study of the Characteristics of a Darrieus Turbine for Tidal Power Generation. *Electrical Engineering in Japan.* Scripta Technica, 2000, Vol. 132, 38-47.
- Shiono, Mitsuhiro, Suzuki, Katsuyuki et Kiho, Seiji. 2002.** *Output characteristics of Darrieus water turbine with helical blades for tidal current generations.* Kitakyushu, Japan : The 12th International Offshore and Polar Engineering Conference, 2002. The International Society of Offshore and Polar Engineers.
- Sicot, C., Devinant, P., Loyer, S. et Hureau, J. 2008.** Rotational and turbulence effects on a wind turbine blade. Investigation of the stall mechanisms. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics.* Elsevier, 2008, Vol. 96, 1320-1331.
- Simão Ferreira, Carlos, van Kuik, Gijs, van Bussel, Gerard et Scarano, Fulvio. 2009.** Visualization by PIV of dynamic stall on a vertical axis wind turbine. *Experiments in Fluids.* Springer, 2009, Vol. 46, 97-108.
- Simão Ferreira, Carlos, van Zuijlen, A., Bijl, H., van Bussel, Gerard et van Kuik, Gijs. 2010.** Simulating dynamic stall in a two-dimensional vertical-axis wind turbine: verification and validation with particle image velocimetry data. *Wind Energy.* John Wiley & Sons, 2010, Vol. 13, 1-17.
- Spalart, P. R. et Allmaras, S. R. 1992.** A one-equation turbulence model for aerodynamic flows. *AIAA Journal.* American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), 1992, AIAA 92-0439.
- Spalart, P. R. 2000.** Strategies for turbulence modelling and simulations. *International Journal of Heat and Fluid Flow.* Elsevier, 2000, Vol. 21, 252-263.
- Srinivasan, G. R., Ekaterinaris, J. A. et McCroskey, W. J. 1995.** Evaluation of turbulence models for unsteady flows of an oscillating airfoil. *Computers & Fluids.* Elsevier, 1995, Vol. 24, 833-861.
- Strickland, J. H., Webster, B. T. et Nguyen, T. 1979.** A vortex model of the Darrieus turbine: an analytical and experimental study. *Journal of Fluids Engineering.* Transactions of the ASME, 1979, Vol. 101, 500-505.
- Strickland, James H. 1975.** *The Darrieus turbine: A performance prediction model using multiple streamtubes.* Albuquerque : Sandia Laboratories, 1975. SAND75-0431.
- Sullivan, W. N. 1976.** *Structural loads for the 17M Darrieus turbine.* Albuquerque : Sandia Laboratories, 1976. Proceedings of VAWT Technology Workshop.
- Takamatsu, Yasuo, Furukawa, Akinori, Okuma, Kusuo et Shimogama, Yasuhiko. 1985.** Study on hydrodynamic performance of Darrieus type cross flow water turbine. *JSME International Journal.* The Japan Society of Mechanical Engineers, 1985, Vol. 28, 1119-1127.
- Takamatsu, Yasuo, Furukawa, Akinori, Okuma, Kusuo et Takenouchi, Kazuki. 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*. The Japan Society of Mechanical Engineers, 1991, Vol. 34, 149-156.
- Templin, R. J. 1974.** *Aerodynamic performance theory for the NRC vertical-axis wind turbine*. Canada : NRC Laboratory, 1974. LTR-LA-190.
- Tessier, C., Le Hir, P., Lurton, X. and Castaing, P. 2008.** Estimation de la matière en suspension à partir de l'intensité rétrodiffusée des courantomètres acoustiques à effet Doppler (ADCP). *Comptes Rendus Geosciences*, 2008, Vol. 340 (1), 57-67.
- Tsang, K. K. Y., So, R. M. C., Leung, R. C. K. et Wang, X. Q. 2008.** Dynamic stall behavior from unsteady force measurements. *Journal of fluids and structures*. Elsevier, 2008, Vol. 24, 129-150.
- U.S. Department of Energy. 2009.** Wind & Hydropower Technologies Program. [En ligne] 2009. <http://www1.eere.energy.gov/windandhydro/>.
- Vad, Janos. 2004.** Effects of sweep and spanwise changing circulation applied to airfoils: a case study. *Journal of Computational and Applied Mechanics*. Elsevier, 2004, Vol. 5, 383-400.
- Vassberg, John C., Gopinath, Arathi K. et Jameson, Antony. 2005.** *Revisiting the vertical-axis wind-turbine design using advanced computational fluid dynamics*. Reno : 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting, 2005. AIAA 2005-0047.
- Wang, L. B. et Zhang, L. : Zeng, N. D. 2007.** A potential flow 2-D vortex panel model: applications to vertical axis straight blade tidal turbine. *Energy Conversion and Management*. Elsevier, 2007, Vol. 48, 454-461.
- Watson, R. A. 1979.** *Comparaison with strain gage data of centrifugal stresses predicted predicted by finite element analysis on the DOE/Sandia 17M Darrieus turbine*. Albuquerque : Sandia Laboratories, 1979. SAND79-1990.
- Weber, S. et Platzler, M. F. 2000.** Computational simulation of dynamic stall on the NLR 7301 airfoil. *Journal of Fluids and Structures*. Elsevier, 2000, Vol. 14, 779-798.
- Weingarten, L. I. et Lobitz, D. W. 1976.** *Blade structural analysis*. Albuquerque : Sandia Laboratories, 1976. Proceedings of VAWT Technology Workshop.
- Wernert, P., Koerber, G., Wietrich, F., Raffel, M. et Kompenhans, J. 1997.** Demonstration by PIV of the non-reproducibility of the flow field around an airfoil pitching under deep dynamic stall conditions and consequences thereof. *Aerospace Science and Technology*. Elsevier, 1997, Vol. 2, 125-135.
- Wessner, Craig et Bear, Clayton. 2009.** *Vertical axis hydrokinetic turbines: practical and operating experience at Pointe du Bois, Manitoba*. Calgary, Canada : New Energy Corporation Inc., 2009.
- Wiesenfeld, Bernard. 2005.** *L'énergie en 2050*. Paris, France : EDP Sciences, 2005.
- Wikipédia. 2009.** Protocole de Kyoto. [En ligne] 2009. http://fr.wikipedia.org/wiki/Protocole_de_Kyoto.
- Wilcox, David C. 1988.** Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. *AIAA Journal*. American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), 1988, Vol. 26, 1299-1310.
- Wilcox, David C. 1993.** *Turbulence Modeling for CFD*. California, USA : DCW Industries, 1993.
- Wildert, M. C., Mathioulakis, D. S., Poling, D. R. et Telionis, D. P. 1996.** The formation and internal structure of coherent vortices in the wake of a pitching airfoil. *Journal of Fluids and Structures*. Elsevier, 1996, Vol. 10, 3-20.
- Worstell, Mark H. 1978.** *Aerodynamic performance of the 17 meter diameter Darrieus wind turbine*. Albuquerque : Sandia Laboratories, 1978. SAND79-1737.

Worstell, Mark 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.

Yakhot, V. et Orszag, S. A. 1986. Renormalization group analysis of turbulence: I. Basic theory. *Journal of Scientific Computing.* Springer, 1986, Vol. 1, 1-51.

Zanette, Jerônimo, Imbault, Didier et Tourabi, Ali. 2010. A design methodology for cross flow water turbines. *Renewable Energy.* Elsevier, 2010, Vol. 35, 997-1009.

Zanette, Jerônimo, Münch, Cécile et Tourabi, Ali. 2008. *Simulation of unsteady hydrodynamic loadings and structural analysis of vertical axis water turbine.* Adelaide, Australia : University of Adelaide, 2008. 22nd International Congress of Theoretical and Applied Mechanics.

Zienkiewicz, O. C. et Taylor, R. L. 2005. *The finite element method for solid and structural mechanics.* Sixth edition : Elsevier, 2005. ISBN 0 7506 6321 9.

Thèse de Doctorat de l'Université de Grenoble

Thomas JAQUIER

Hydroliennes à flux transverse : Développement d'un démonstrateur HARVEST en canal

Les hydroliennes font partie des dispositifs innovants d'énergie qui pourraient contribuer à la diversification de la production d'électricité d'origine renouvelable. Les travaux réalisés dans le cadre de cette thèse avaient pour objet l'hydrolienne HARVEST, type d'hydrolienne constitué de turbines à flux transverse carénées ; il s'agissait, à partir d'un prototype complet, d'analyser l'interaction des différents phénomènes physiques mis en jeu et étudiés séparément jusqu'à lors, de valider les outils numériques développés au laboratoire LEGI et plus généralement de démontrer l'intérêt du concept. Ce prototype a été conçu, fabriqué, installé et testé dans un canal EDF à ciel ouvert situé près de Grenoble. Les résultats obtenus sont très encourageants en matière de performance énergétique, de comportement mécanique et de maîtrise de l'impact sur le cours d'eau. Ce mémoire se clôt par des conclusions d'ordre technologique des travaux présentés et sur une ouverture sur les possibilités d'industrialisation du concept.

Mots-clés : Hydrolienne à flux transverse, résultats expérimentaux, simulation numérique RANS.

Cross-flow water turbines : Development of a HARVEST prototype in water channel

Instream water turbines belong to the innovative energy which could contribute to the diversification of renewable power sources. Works done during this thesis aims at contributing to the overall objective of developing the HARVEST turbine, a cross flow ducted turbines concept, in realizing and testing an entire prototype to demonstrate the value of the concept, to understand physical phenomena involved and to validate the numerical applications developed in the laboratory LEGI. This prototype has been put and tested in an EDF open channel near Grenoble. The results are very encouraging in terms of energy performance, mechanical behavior and control of the impact on the water channel. This memory is ending with technological conclusions on the presented work and openings on the possibilities of industrialization of the concept.

Keywords : Cross-flow water turbine, experimental results, RANS numerical simulation.