



Science Arts & Métiers (SAM)

is an open access repository that collects the work of Arts et Métiers Institute of Technology researchers and makes it freely available over the web where possible.

This is an author-deposited version published in: <https://sam.ensam.eu>
Handle ID: <http://hdl.handle.net/10985/8832>

To cite this version :

Jacques Andre ASTOLFI, Seddik BACHA, Jean-Frederic CHARPENTIER, Mohamed MACHMOUN, Thierry MAITRE, Daniel ROYE, Mohamed BENBOUZID - Concepts, Modélisation et Commandes des Hydroliennes - 2011

Any correspondence concerning this service should be sent to the repository

Administrator : scienceouverte@ensam.eu



Chapitre 8

Concepts, Modélisation et Commandes des Hydroliennes

Chapitre rédigé par M. Benbouzid, JA Astolfi, S. Bacha, JF Charpentier, M. Machmoun, T. Maitre et D. Roye

8.1. Introduction

Face au problème de la gestion des déchets nucléaire et aux émissions de gaz à effet de serre, les énergies renouvelables occupent une place avancée parmi les énergies d'avenir grâce à leur faible impact sur l'environnement ; d'autant plus que ces énergies jouent un rôle important dans la lutte contre le changement climatique et dans le développement économique de certains pays. Ces atouts, alliés à des technologies de plus en plus performantes, favorisent le développement des énergies renouvelables mais de manière encore très inégale selon le type de ressources considérées. Une de ces énergies renouvelables, l'énergie hydrolienne, suscite depuis quelques années un intérêt particulier du fait de ses nombreux avantages. En effet, la force et la vitesse des courants de marée, phénomène prédictible, peuvent être connues des décennies à l'avance. Pour une hydrolienne placée à un endroit donné, il est donc possible, par opposition aux autres énergies renouvelables, dépendant des conditions météorologiques, de connaître à tout moment quelle sera, au premier ordre, la puissance extractible par les gestionnaires de réseaux d'énergie afin d'alimenter ses consommateurs. De plus, les pays d'Europe de l'Ouest et en particulier le Royaume Uni et la France possèdent de nombreux sites près des côtes où cette énergie est exploitable dans de bonnes conditions économiques [JOH 06], [EU 96].

Le but de chapitre est la présentation succincte des principaux concepts hydroliens puis de donner des éléments quant à la modélisation d'un concept de base, et enfin introduire des éléments de contrôle/commande.

8.2. Etat de l'art sur les hydroliennes

2 Production d'électricité à partir des énergies marines renouvelables

8.2.1. Concepts de bases et topologies

8.2.1.1. Hydroliennes versus éoliennes

Le but d'une hydrolienne est de récupérer l'énergie cinétique des courants marins ou fluviaux pour faire tourner le rotor d'une turbine immergée. Il s'agit donc d'une transposition marine du rotor éolien qui récupère l'énergie cinétique du vent. Le parallèle que l'on peut établir entre les deux technologies se retrouve en premier lieu dans les designs similaires adoptés. La figure 8.1 (gauche) présente une des plus grosses éoliennes terrestres, le modèle E-126 de l'entreprise allemande ENERCON. Son rotor mesure 126 m de diamètre et sa puissance nominale est de 7 MW pour un poids de 3750 tonnes. La figure 8.1 (droite) présente l'hydrolienne de la société norvégienne Hammerfest Ström. Son rotor fait 12 m de diamètre et elle développe 300 kW pour un poids de 107 tonnes. Elle est connectée au réseau électrique depuis 2003 dans le bras de mer du Kalvsund, au nord de la Norvège, à proximité de la ville de Hammerfest. Ces deux turbines sont dites à axe horizontal car l'arbre de rotation du rotor est dans le plan horizontal, parallèle au vent incident. On parle aussi de turbines à flux axial.



Figure 8.1. Eolienne, Enercon E126 (gauche) et hydrolienne Hammerfest Ström (droite) à flux axial

La figure 8.2 présente la confrontation éolienne-hydrolienne pour une autre famille de turbines dites à axe de rotation vertical, où Darrieus. On les appelle aussi turbines à flux transverse car le courant incident doit arriver perpendiculairement à l'axe de rotation¹. La photo de gauche présente la plus grande éolienne à flux transverse du monde, développée par le laboratoire américain Sandia et installée en Gaspésie (Québec) au Cap Chat. Elle fait 110 m de haut et développe 4 MW. L'électricité produite fut exploitée sur le réseau de 1988 à 1992. En 1992, une rafale de vent entraînant la casse des paliers inférieurs. L'image de droite présente le prototype d'hydrolienne de la Société New Energy Inc. (Calgary, Alberta) de 1.52 m de diamètre. Il a été testé en 2007. Au-delà du facteur d'échelle entre les deux turbines, une différence notable dans leur design apparaît : l'éolienne possède une géométrie de pales en forme de parabole alors que l'hydrolienne utilise des pales

¹ L'axe de rotation peut donc être horizontal.

droites. La forme parabolique provient de la prédominance dans l'air des forces centrifuges sur les forces aérodynamiques s'appliquant sur les pales. Les pales sont calculées en annulant les efforts de flexion le long de leur ligne moyenne. On obtient ainsi une forme de corde à sauter dite *troposkienne*. Pour des rotors éoliens de petite taille on peut s'affranchir de la forme *troposkienne* en renforçant la structure (figure 8.3 gauche) ; on notera la forme hélicoïdale qui présente quelques avantages (voir plus loin). Dans l'eau, la forme *troposkienne* n'est pas utilisée car les forces hydrodynamiques prédominent (figure 8.3 droite).



Figure 8.2. Eolienne Sandia (gauche) et hydrolienne New Energy (droite) à flux transverse



Figure 8.3. Eolienne Turby (gauche) et hydrolienne Harvest-Ethic (droite) à flux transverse

8.2.1.2. Un cahier des charges analogue

Lorsqu'il s'agit d'installer un dispositif de taille significative, comme un parc d'hydroliennes ou d'éoliennes, il est nécessaire de prendre en compte des contraintes qu'il est usuel de regrouper en trois catégories : sociétale, environnementale et économique.

La dimension économique est la clé de voûte de tout projet industriel. Deux ingrédients majeurs sont nécessaires au développement d'une filière : l'existence d'un marché, et la capacité à produire à un coût compétitif ; ces ingrédients sont toutefois liés. Pour l'éolien, le photovoltaïque et la plupart des énergies

4 Production d'électricité à partir des énergies marines renouvelables

renouvelables conduisant à la production d'électricité, le coût de production du kWh reste supérieure à celui des filières traditionnelles telles que le gaz, l'hydraulique ou le nucléaire. En ce sens, le kWh produit n'est pas, pour l'instant, compétitif. Pour cette raison, le développement de l'éolien est favorisé dans la plupart des pays par un tarif incitatif du kWh, garanti sur la durée d'exploitation². En France, ce système a fait suite à la procédure par appels d'offres (Eole 2005) qui n'a pas donné les résultats escomptés. La technologie des hydroliennes n'est pas assez mature pour que l'on puisse aujourd'hui évaluer son coût avec précision. Comme un grand nombre de technologies est proposé, il faudra attendre les retours d'expériences pour y voir plus clair. Il est probable que les systèmes se révélant les meilleures sur certains sites (mer ou fleuve, isolé ou non, sujet aux tempêtes ou non), seront moins adaptés sur d'autres.

8.2.1.3. Avantages et inconvénients respectifs

Les hydroliennes possèdent essentiellement trois avantages sur les éoliennes : leur discrétion, leur compacité et la prédictibilité de leur production.

- Même si la plus puissante hydrolienne du monde (1.2 MW) est montée sur un pieu comme une éolienne off-shore (figure 8.4 gauche), de nombreux développeurs proposent aujourd'hui des concepts complètement immergés (figure 8.4 droite). Ainsi, la discrétion visuelle et acoustique est assurée, au moins pour les humains. Pour ce qui est de l'émission sonore d'un parc, elle est évaluée comme équivalente à celle d'un gros navire.



Figure 8.4. Hydrolienne MCT Seagen émergée à gauche et immergée Sabella à droite

- L'équation [8.1] :

$$P = \frac{1}{2} \rho C_p S V^3 \quad [8.1]$$

² 15 ans pour la France

montre que la puissance P d'une turbine est proportionnelle à la masse volumique du milieu ρ et au cube de la vitesse du courant V (C_p étant le coefficient de puissance et S la section de l'aire balayée par les pales de la turbine). En prenant 2 m/sec et 1000 kg/m³ pour l'eau et 10 m/sec et 1.2 kg/m³ pour l'air, on montre qu'une même puissance est obtenue dans l'eau avec un rotor de dimensions réduite d'un facteur 3 par rapport à l'air. Par exemple, 1 MW obtenu avec un rotor de 50 m de diamètre dans l'air est obtenu avec un rotor de 18 m dans l'eau. Ceci conduit à des équipements plus légers qui devraient se révéler moins coûteux. A titre d'exemple, l'éolienne E-126 (1.2 MW pour 3750 tonnes) produit 1.9 kW par tonne alors que l'hydrolienne MCT Seagen (1.2 MW pour 390 tonnes) produit 3 kW par tonne et la turbine Hammerfest Ström (300 kW pour 107 tonnes) produit 2.8 kW par tonne. Outre la raison purement hydrodynamique, la compacité d'une hydrolienne vient aussi de ses conditions d'exploitation : une hydrolienne est en effet dimensionnée pour exploiter la vitesse quasi-maximum du courant (les événements exceptionnels comme les crues et les grandes marées ne donnent pas lieu à des vitesses bien plus fortes); en comparaison, l'éolienne n'exploite le vent que jusqu'à 90 km/h tandis que sa structure doit résister à des vents de 300km/h.

- La prédictibilité de la production d'une hydrolienne vient du fait que les courants de rivières et des marées sont parfaitement connus et possèdent un caractère régulier dont le vent est dépourvu. Les courants de rivières sont constants à l'échelle de la journée (en dehors des événements de crues) et les courants marémoteurs fluctuent sinusoidalement sur une période de 12 h environ (sur les côtes européennes). La gestion de la production d'électricité est par conséquent facilitée par rapport aux éoliennes, sans pour autant éluder la question du stockage : pour la rivière, la sécheresse ou la crue sont des événements empêchant la production ; pour les marées, l'étale est aussi une période non productive. A l'inverse, et comme pour toute production d'électricité, la question du stockage, aux périodes creuses, reste pertinente.

8.2.2. Turbines fondées sur le principe de la portance

Un profil plongé dans un courant uniforme subit un effort de portance, noté L , dont la composante est perpendiculaire au courant incident et un effort de traînée, noté D , dont la composante est le long du courant. La théorie des fluides à potentiel montre que la portance est un phénomène non visqueux. En revanche, la traînée met en jeu un mécanisme de frottement des filets fluides les uns sur les autres, appelé dissipation. Cette dissipation dégrade, d'une façon irréversible, l'énergie mécanique du fluide (énergie de pression + cinétique + hauteur) en énergie thermique. Cette dernière représente donc une perte. Le rendement d'un rotor, qui rapporte l'énergie

6 Production d'électricité à partir des énergies marines renouvelables

mécanique récupérée à l'énergie disponible dans le fluide, sera d'autant meilleur que la dissipation sera faible. En conséquence, on obtient généralement de meilleurs rendements pour des turbines mues par les forces de portance plutôt que pour celles mues par les forces de traînée. La figure 8.5 de gauche, représente un écoulement autour d'une aile placée dans un écoulement à faible incidence. Les filets fluides restent près du profil et créent une dépression au dessus (extrados) et une dépression en dessous (intrados). Ce champ de pression est à l'origine de la force de portance, bien plus forte que la force de traînée. La figure 8.5 de droite représente le même profil placé à forte incidence. Les filets fluides ne peuvent suivre le profil, ils décollent. La face amont du profil est en surpression et la face avale en dépression. La force de traînée qui en résulte est dans ce cas bien plus importante que la force de portance. Le sillage tourbillonnaire se développant à l'aval est turbulent et très dissipatif. Un déplacement vertical sur le schéma gauche aura un meilleur rendement qu'un mouvement vers la droite sur le schéma de droite.

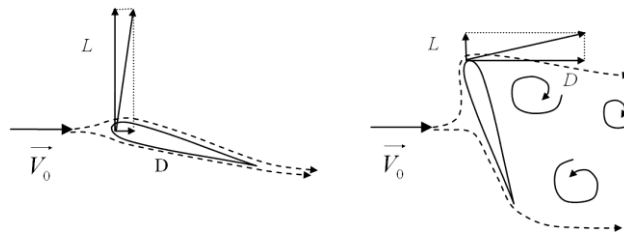


Figure 8.5. Forces de portance, L , et de traînée, D , sur une aile – Illustration d'écoulements générant de la portance (gauche) et de la traînée (droite)

8.2.2.1. Turbines à flux axial

Pour comprendre le principe de fonctionnement de la turbine, il faut représenter les pales en coupe dans un tube de courant contenant les vecteurs³ vitesse (figure 8.6). Ainsi, la pale voit une vitesse relative amont \vec{W} donnée par :

$$\vec{W} = \vec{V} - \vec{\omega} \wedge \vec{r} \quad [8.2]$$

où V est la vitesse axiale moyenne au niveau du rotor (plus faible que celle à l'amont), et r le rayon vecteur joignant l'axe de rotation au point considéré.

³ Pour se rapprocher de la situation bidimensionnelle on néglige les composantes perpendiculaires à ce tube

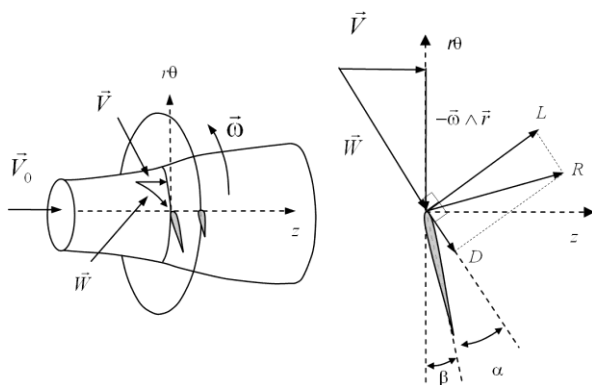


Figure 8.6. Coupe des pales par un tube de courant (gauche) et triangle des vitesses sur la coupe (droite)

R , la résultante des efforts sur la section de pale, se décompose en une portance L et une traînée D . L'angle β est le calage de la section de pale et l'angle α l'incidence de l'écoulement relatif W . La figure 8.6 montre que le couple obtenu sur l'axe de rotation provient de la projection de la portance sur l'axe θ diminué de la projection de la traînée sur ce même axe. Le dimensionnement du rotor consiste à placer la section de pale sous la meilleure incidence pour que la force de traînée soit la plus faible possible comparativement à la force de portance.

8.2.2.2. Turbines à flux transverse

La figure 8.7 présente une coupe de turbine à flux transverse par un plan perpendiculaire à l'axe de rotation. L'écoulement est supposé contenu dans ce plan.

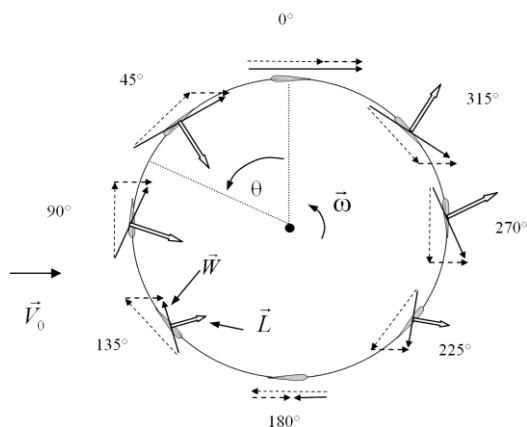


Figure 8.7. Triangles des vitesses et efforts au cours de la rotation d'une pale

8 Production d'électricité à partir des énergies marines renouvelables

Le vecteur pointillé horizontal représente la vitesse axiale locale au niveau de la section de pale (inférieure à V_0). L'autre vecteur pointillé représente l'opposé de la vitesse de rotation du profil. La somme de ces vecteurs, la flèche en trait plein, représente la vitesse relative W vue par le profil. La différence avec le rotor à flux axial est que le profil voit un écoulement relatif variable en intensité et en direction au cours de sa rotation. L'écoulement est par conséquent instationnaire dans le repère relatif. Le vecteur plus épais représente l'effort subi par la section de pale. Bien que l'écoulement relatif soit instationnaire et tournant, on fera un raisonnement simplifié considérant l'écoulement relatif stationnaire et uniforme. Dans ce cadre, si l'on suppose aussi qu'il n'y a pas de traînée, l'effort subi par la section de pale est un effort de portance, perpendiculaire à W . Le couple sur l'arbre est donné par la projection de cet effort suivant θ . On voit qu'il est maximum vers 90° - 135° et 270° - 315° et nul vers 0° et 180° ; en considérant la traînée, ces deux positions induisent en réalité un couple négatif qui freine la turbine. L'écart type entre le couple maximum et minimum sera d'autant plus faible que le nombre de pales est grand. Il peut aussi être réduit en enroulant les pales de façon hélicoïdale le long de l'axe z . Comme l'incidence relative du fluide sur la pale change de signe entre le demi-disque amont et aval, il en est de même pour la composante radiale de l'effort subi par la section de pale. Par conséquent, la pale subi un effort de flexion dirigé vers l'intérieur dans le demi-disque amont et dirigé vers l'extérieure dans le demi-disque aval. Cette sollicitation alternative, se répétant à chaque cycle, constitue une cause de fatigue importante.

8.2.3. *Autres concepts*

8.2.3.1. *Les turbines Savonius et la roue à aubes*

Les turbines Savonius du nom de leur inventeur dans les années 20 sont de la classe des turbines à axe transversal. Elles fonctionnent en traînée par opposition au fonctionnement en portance des autres systèmes. Elles sont généralement constituées de deux ou trois coupelles cylindriques ou sphériques perpendiculaires au vent (figure 8.8). Le couple moteur provient de l'effort de traînée exercée par l'écoulement sur chacune des coupelles. Elles sont souvent – mais pas nécessairement – positionnées verticalement. La turbine Savonius est utilisée pour des applications où l'on accorde peu d'importance au rendement. Par exemple, la plupart des anémomètres sont des Savonius car le rendement ne joue aucun rôle et le principe est utilisé pour générer la rotation de certains panneaux publicitaires. L'application industrielle la plus connue est le ventilateur Flettner® encore largement fabriqué. Placé sur les toits des véhicules, il en assure la ventilation et le refroidissement quand le véhicule est en marche. Pour une vitesse voisine de 90km/h, il peut extraire de l'ordre de 3m^3 d'air à la minute.

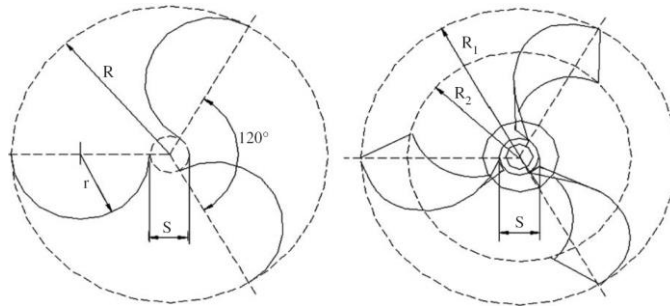


Figure 8.8. *Vue schématique d'une turbine Savonius. A gauche, turbines à trois pales droites et à droite turbine à trois pales vrillées [SAH 06]*

La turbine Savonius est connue pour avoir un fort couple de démarrage, un pic de puissance de sortie plutôt faible mais que l'on estime raisonnable compte tenu de sa taille, son poids et son coût pour certaines applications. Avec un coefficient de performance de l'ordre de 15-18 % pour un TSR (λ) voisin de l'unité, elle ne peut rivaliser avec les autres turbines [KHA 09]. Néanmoins son faible coût, son design et sa fabrication relativement simple peuvent en faire un candidat intéressant pour des petites unités de production de l'ordre de la centaine de Watt. Dans, [SAF 06], les auteurs présentent une bonne synthèse de différentes études académiques. Ils montrent en outre que le vrillage des pales améliore les performances se traduisant par une meilleure efficacité, un fonctionnement plus lisse et l'amélioration du démarrage de la machine. Il n'existe pas à ce jour d'application de la turbine Savonius dans le domaine des énergies marines renouvelables.

8.2.3.2. Les systèmes oscillants

8.2.3.2.1. Les systèmes VIV

Ces systèmes de récupération de l'énergie des courants de marée sont fondés sur l'utilisation de la dynamique des tourbillons générés périodiquement derrière un cylindre (figure 8.9). Ce phénomène connu sur le nom de VIV pour *Vortex Induced Vibration* est très étudié en dynamique des fluides et des structures.

C'est un phénomène que l'on cherche à supprimer dans le domaine de l'offshore ou du génie civil par exemple pour les risques d'instabilités dynamiques qu'il peut provoquer. Il génère en effet une force de portance oscillante perpendiculaire à la structure qui entraîne un déplacement oscillatoire ou une vibration (faible déplacement) perpendiculaire au sens du courant. Sous certaines conditions, le système fluide-structure peut devenir instable et conduire à une amplification importante du mouvement.

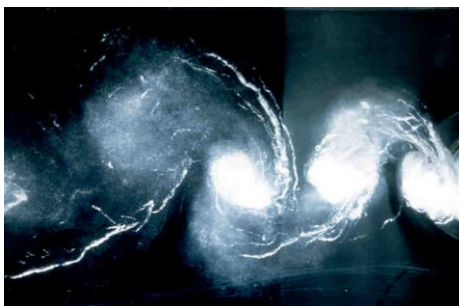


Figure 8.9. Visualisation par cavitation de l'échappement tourbillonnaire périodique dans le sillage d'un cylindre [Photo Ecole Navale]

Il existe un système développé et testé en canal hydrodynamique par l'université de Michigan, le système VIVACE pour *Vortex Induced Vibrations Aquatic Clean Energy* [BER 08]. L'argument des concepteurs de ce système, qui reste à confirmer, est qu'il est capable d'extraire de l'énergie rentable pour des courants de marée inférieurs à 2 nœuds, là où les autres systèmes classiques de turbines sont inopérants. Cette limite basse permettrait d'élargir le principe d'extraction de l'énergie des courants de marée à un domaine plus vaste sur le globe où les courants sont généralement plutôt inférieurs à 3 nœuds.

8.2.3.2.2. Les systèmes hydroplaneurs

D'autres systèmes oscillants utilisent l'effort de portance généré par une aile oscillante dont l'incidence est contrôlée par un système approprié. Quand l'écoulement de marée passe sur l'aile, sous l'effet de la portance celle-ci se déplace perpendiculairement à l'écoulement. Pour une incidence limite, l'angle d'incidence est inversé activement par un système approprié, la portance est alors dirigée dans l'autre sens inversant le mouvement de translation de l'aile. Ce mouvement est reproduit de façon cyclique. Le mouvement oscillatoire de l'aile actionne des pistons hydrauliques qui entraînent des générateurs électriques.

Le projet Stingray (figure 8.10), développé par Engineering Business Ltd, a connu de grands développements. Des essais réalisés en 2002 sur un démonstrateur ont indiqué une puissance extraite moyenne sur plusieurs cycles de l'ordre de 40 à 50 kW pour un courant de 3.5 nœuds avec des pics de l'ordre de 145 kW. Ce projet est malheureusement en attente depuis 2005.



Figure 8.10. La turbine Stingray [BEN 09-02]

8.2.4. Carénages

Les carénages sont des structures fixes disposées en périphérie de rotor pour en augmenter la puissance. La compacité des hydroliennes facilite l'introduction de ce type de dispositif. Les figures 8.11 et 8.12 présentent quelques hydroliennes carénées respectivement dans le cas de turbines à flux axial et flux transverse.

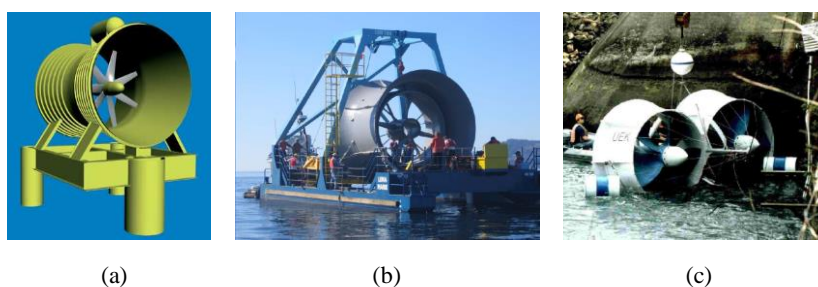


Figure 8.11. Turbines carénées à flux axial : (a) Lunar Energy (UK), (b) Alstom/Clean-Current (France), (c) Free Flow Power Corp. (USA)

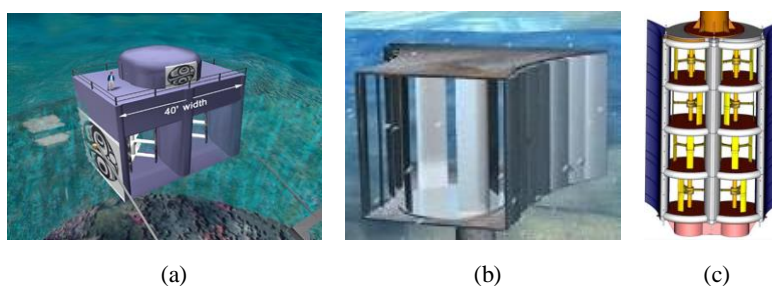


Figure 8.12. Turbines carénées à flux transverse : (a) Blue Energy (Canada), (b) DHVT Tidal Energy Ltd (Australia), (c) Harvest-Ethic (France)

12 Production d'électricité à partir des énergies marines renouvelables

Ces carénages créent un effet d'entonnement qui augmente le débit passant dans le rotor. La traînée exercée par le fluide sur le carénage se traduit par une dépression à la sortie de celui-ci qui est à l'origine du phénomène d'aspiration. On peut classer les carénages en deux familles se distinguant par l'origine physique de la traînée induite par l'écoulement :

- Les venturis produisent un traînée de type visqueuse⁴ due à un décollement plus ou moins prononcé situé à l'aval du carénage. Ils sont la plupart du temps constitués de segments rectilignes délimitant des portions de carénages de sections constante, convergente ou divergente. Ils sont souvent symétriques.
- Les diffuseurs produisent une traînée de type inertielle liée au phénomène de portance hydrodynamique. Les diffuseurs sont constitués de profils d'ailerons, parfois distribués en cascade pour augmenter l'effet d'entonnement ; ils présentent toujours une asymétrie amont aval de type élargissement.

La figure 8.13 présente un schéma illustrant l'effet des carénages de type venturi (gauche) et diffuseur (droite). Le trait pointillé représente le tube de courant passant dans la turbine lorsqu'il n'y a pas de carénage alors que le trait plein est le tube de courant effectivement exploité par la turbine munie de son carénage. La puissance augmentant très rapidement avec le débit passant dans le rotor, il n'est pas nécessaire d'avoir un accroissement important du tube de courant amont pour augmenter significativement la puissance délivrée. Dans les deux cas, la limite de Betz ($C_{Pmax} = 0.6$) peut être dépassée.

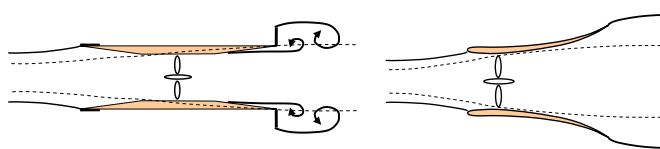


Figure 8.13. Carénage de type venturi à droite et diffuseur à gauche

Revenons aux turbines carénées à flux axial de la figure 8.11. Les hydroliennes (a) et (b) sont équipées d'un venturi tandis que l'hydrolienne (c) possède un diffuseur. Pour ce qui est des turbines à flux transverse (figure 8.12), l'hydrolienne (a) utilise un venturi tandis que les hydroliennes (b) et (c) sont équipées d'un diffuseur. Les études concernant les performances des hydroliennes carénées sont moins nombreuses que celles sur les éoliennes. Mentionnons celle menée sur le

⁴ mettant en jeu une perte d'énergie par dissipation visqueuse des tourbillons avants

prototype à flux transverse DHVT de $2.4 \text{ m} \times 2.4 \text{ m}$ (figure 8.12b), qui permis d'obtenir un $C_{pmax} = 0.6$, soit la limite de Betz [KIR 05].

8.2.2. Potentiel énergétique et choix du site

Pour l'installation d'une hydrolienne, il est crucial de bien sélectionner le site d'implantation. C'est pourquoi une bonne connaissance des caractéristiques des courants marins est fondamentale. Il existe deux principaux types de courants. Les courants *globaux* sont dus aux différences de température et de salinité de masses d'eau voisines. Ils se divisent en deux catégories : les courants locaux liés aux vents et les courants réguliers comme le Gulf Stream. Un autre type de courant consiste en des courants dits *de marée* (ou de marnage) que l'on rencontre près des côtes ou aux embouchures des fleuves. Ces courants ont pour origine le mouvement des astres du système solaire. Ils résultent de l'interaction de la terre, de la lune et du soleil et sont directement liés aux déplacements d'eau associés aux marées. Au large, ils sont giratoires mais se transforment à l'approche des côtes en courants alternatifs selon une direction privilégiée. Les courants de marées se trouvent généralement accélérés suivant la topographie du fond notamment aux alentours des caps, des détroits entre les îles et dans les zones de hauts fonds. Ce sont ces derniers qui intéressent le plus les industriels. En effet, situés près des côtes (moins de 5 km), ils garantissent un acheminement aisé de l'électricité par leur proximité des réseaux de transports d'énergie. Les ressources énergétiques associées à ces courants marins sont importantes au niveau mondial. En effet, Les courants de marée techniquement exploitables ont un potentiel estimé à près de 100 GW.

Cette énergie hydrocinétique présente l'avantage d'être prévisible et indépendante, au premier ordre, des variations météorologiques, comme l'ensoleillement ou la force du vent. Le Service Hydrographique et Océanographique de la Marine (SHOM), en France, et à l'étranger les services hydrographiques nationaux sont ainsi capable de prédire pour un lieu donné les fluctuations et la direction de ces courants des années à l'avance grâce à l'étude des marées et de la bathymétrie du site. Ces données de courantologie en surface sont établies en fonction de la position géographique selon un maillage spatial. La figure 8.14 donne un exemple de carte de courant pour la mer d'Iroise pour une heure de marée et un coefficient de marée donné.

Ainsi, pour chaque maille spatiale de calcul il est alors possible de représenter pour chaque coefficient, l'ellipse de courant qui représente les directions et les amplitudes des vitesses de courant pour chaque heure de la marée sur un cycle de marée associé à un coefficient donné (figure 8.15). Cette ellipse, permet d'évaluer la qualité de la ressource en termes de direction et d'amplitude de courant. En effet, si les courants n'ont pas une orientation très proche d'un axe principal, cela peut

14 Production d'électricité à partir des énergies marines renouvelables

conduire au fait que certains types de turbine, comme les turbines à axe horizontal à axe fixe, ne peuvent extraire qu'une partie de la ressource potentielle.

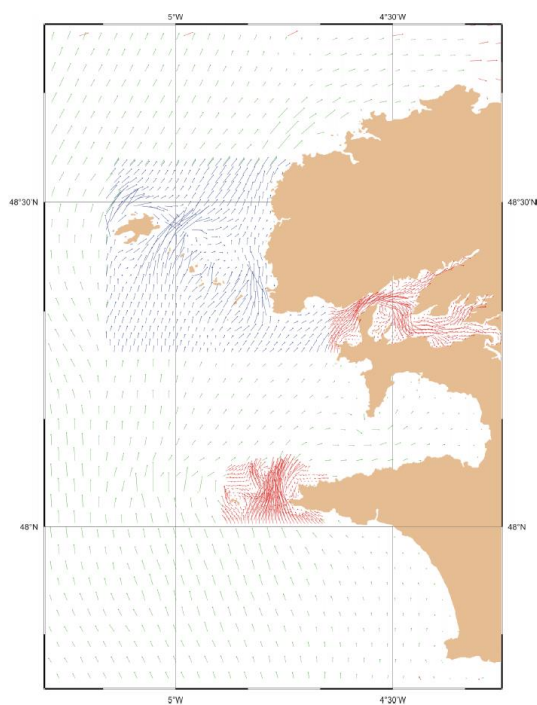


Figure 8.14. Carte représentant la direction des courants pour une heure marée (Atlas de l'Iroise 560/SHOM)

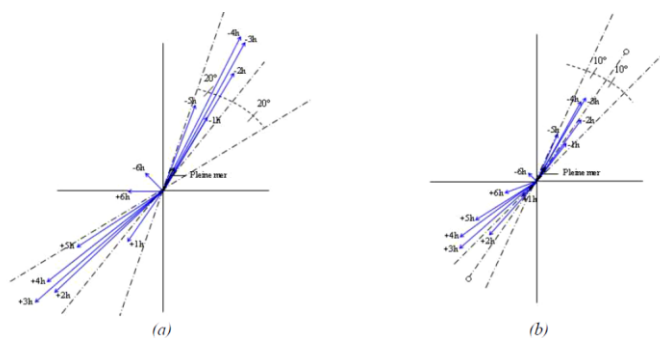


Figure 8.15. Exemple d'ellipses de marée pour un coefficient de morte eaux et de vives eaux pour un site situé dans le Raz de Sein

Certaines zones présentent un intérêt particulier car leur topographie sous-marine permet d'avoir des vitesses de courant élevées. En effet, la puissance extractible dépend du cube de la vitesse [8.1], ce qui démontre l'intérêt de choisir des sites avec des vitesses les plus élevées possible. Pour des contraintes d'ordre technologique et économique à la fois, la valeur seuil minimale exploitable est établie à ce jour à 1 m/sec soit environ 2 nœuds [EU 96]. Cette valeur seuil minimale est susceptible d'être abaissée au gré des évolutions technologiques. Néanmoins, pour éviter d'éventuels surcoûts, il faut aussi considérer la valeur de courant maximale qui correspond à la puissance nominale du système et qui est donc prépondérante dans le dimensionnement de l'installation.

Le choix du site d'installation des hydroliennes se fait également par rapport à la profondeur du fond marin. Les valeurs des profondeurs des sites qui ont été répertoriés comme étant le siège de courants exploitables sont caractérisés par des profondeurs d'eau qui oscillent entre 30 et 40 m [EU 96]. Il faut tenir compte aussi des variations de niveaux et de vitesse dues à la houle et plus globalement à l'état de mer. Il apparaît donc que parmi les différentes technologies proposées et étudiées jusqu'à maintenant certaines apparaissent comme beaucoup plus adaptées à certains sites qu'à d'autres en fonction de la nature de l'ellipse de courant, de la nature des fonds et de la bathymétrie locale. La recherche d'une combinaison optimale entre un site et une technologie apparaît donc comme relever d'une analyse multicritères multi-objectifs.

En France métropolitaine trois sites à très hauts potentiels ont ainsi pu être identifiés (figure 8.16) [BEN 09-1] : Le Raz Blanchard avec des vitesses pouvant atteindre 12 nœuds (6.2 m/sec) ; Le chenal du Fromveur près d'Ouessant, avec des courants de l'ordre de 9 nœuds (4.1 m/sec) ; Le Raz de Sein, courant Nord sud pouvant atteindre 8 nœuds (3.1 m/sec). Il est également à noter qu'un grand nombre de sites des côtes de Bretagne sont le siège de courants entre 0.5 à 3 m/sec.

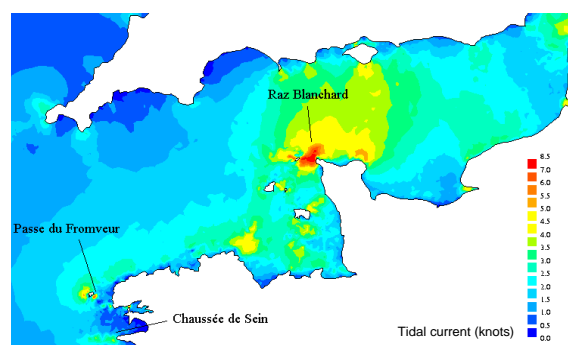


Figure 8.16. Sites à hauts potentiels en France métropolitaine

16 Production d'électricité à partir des énergies marines renouvelables

Avec une ressource hydrocinétique avoisinant les 6 GW répartie entre le Raz Blanchard (3 GW), la passe du Fromveur (2 GW) et le Raz de Sein (1 GW), la France est le pays le plus prometteur en Europe, en termes de potentiel, après le Royaume Uni (10 GW).

La consommation instantanée d'électricité française est d'environ 50 GW. Ainsi, la technologie hydrolienne pourrait par exemple répondre théoriquement à la demande nationale française à hauteur de 12%. En réalité ce chiffre correspond au maximum théorique de production. Une production réaliste correspondrait vraisemblablement à 8 à 10% de ce chiffre, soit l'équivalent de trois réacteurs nucléaires. Il est à noter que ces chiffres ne sont que des chiffres théoriques qui supposent une exploitation optimale de tous les sites à haut potentiel. Il est également à noter que du fait de la propagation du phénomène de marée, la production conjointe de ces 3 sites pourraient, s'ils étaient exploités ensemble, permettre une production globale relativement continue avec des variations minimisées de l'ensemble de la production hydrolienne française sur un cycle de marée [BEN 08].

8.3. Modélisation et commande des hydroliennes

8.3.1. Modélisation

8.3.1.1. Modélisation élémentaire de la ressource

Les courants marins exploitables sont principalement créés par le phénomène des marées et à une moindre échelle par des phénomènes liés à des différences de densité ou de température au sein des masses d'eau. La marée provoque le mouvement de grande quantité d'eau vers le large (jusant) ou vers les côtes (flot) avec une périodicité principale d'une demi journée (cycle semi-diurne de 12 heures et 24 minutes) ou d'une journée (cycle diurne de 24 heures et 48 minutes) selon les sites. Dans la plupart des sites, le phénomène est une combinaison de ces 2 cycles majeurs. L'amplitude des marées et des courants qu'elles génèrent dépendent de la position de la lune et du soleil par rapport à la terre. L'influence en terme de force d'attraction de la lune est d'environ 68 % contre 32 % pour le soleil. Dans les endroits où le cycle semi-diurne est prépondérant les maxima d'amplitudes de courants correspondent à la nouvelle et à la pleine lune (lors de ces marées dites de "vives eaux", le soleil, la lune et la terre sont alors pratiquement alignés et conjuguent leurs effets). Les minima d'amplitudes se produisent lors du 1^{er} et du 3^{ème} quartier (marées dites de "mortes eaux" où les effets du soleil et de la lune se compensent partiellement). A des endroits où le cycle principal est un cycle diurne, l'amplitude des marées dépend de la déclinaison de la lune (hauteur de l'astre par rapport à l'équateur), les plus fortes marées correspondent alors à des grandes déclinaisons et les plus faibles à des déclinaisons nulles. Ces variations en termes

d'amplitude correspondent à des périodicités de 2 semaines, un an, et à des périodes plus longues. Ces amplitudes sont entièrement prédictibles plusieurs mois voire plusieurs années à l'avance [HAM 93].

Les caractéristiques de la ressource sont généralement calculées à partir de bases de données océanographiques avec un maillage géographique de résolution donnée. Pour chacune des mailles d'espace, il est possible de disposer des principales données suivantes : vitesse en fonction de l'heure pour les marées de vives eaux, profondeur, houle centennale et moyenne, distance de la cote. Les 2 premières données permettent de reconstituer facilement la vitesse probable du courant en fonction de la date et de l'heure. Les autres données donnent des indications précieuses sur les contraintes liées à l'exploitation du site et sur les caractéristiques des perturbations possibles [BRY 04].

Ainsi il est possible de prédire au 1^{er} ordre (sans prise en compte des perturbations liées à l'état de mer), la vitesse et la direction des courants de marées en un point en une heure marée selon l'équation suivante [BEN 07].

$$\vec{V}(hm, C) = \vec{V}_{me}(hm) \frac{(C - 45)(\vec{V}_{ve}(hm) - \vec{V}_{me}(hm))}{95 - 45} \quad [8.3]$$

Où C est le coefficient de marée, hm est l'heure de marée, pour l'instant de calcul, $\vec{V}_{me}(hm)$ et $\vec{V}_{ve}(hm)$ sont les vitesses, respectivement de mortes-eaux et de vives-eaux, pour les coefficients de 45 et 95 en ce point.

Pour illustrer l'exploitation de ce type de données, l'évolution théorique de la valeur de l'amplitude des courants de marées dans le Raz de Sein a été calculée selon cette méthode pour l'année 2007 et pour mars 2007 et est présentée à la figure 8.17.

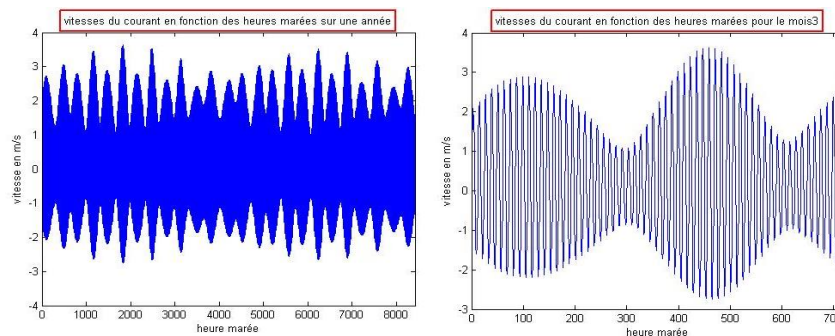


Figure 8.17. Vitesse du courant dans le Raz de Sein sur l'année 2007 et le mois de mars 2007

Afin d'affiner la modélisation de la ressource, Il est possible par exemple d'estimer l'effet de la houle. Cette dernière est considérée comme la perturbation la plus influente sur la vitesse de la marée. Au premier ordre, un simple modèle de Stockes peut permettre une estimation de l'influence de houles longues sur la vitesse du fluide sur le site. Pour une amplitude de houle H , avec une période T , une longueur d'onde L et une profondeur d (figure 8.18), Il est alors possible de calculer la valeur du potentiel de vitesse Φ en fonction de la profondeur z et d'en déduire la vitesse par une dérivation spatiale de ce potentiel [BEN 10-1].

$$\begin{cases} V = \text{grad}\phi \\ \phi = -\frac{HL}{2T} \frac{\text{ch}2\Pi\left(\frac{z+d}{L}\right)}{\text{sh}2\Pi\left(\frac{d}{L}\right)} \sin 2\Pi\left(\frac{t}{T} - \frac{x}{L}\right) \end{cases} \quad [8.4]$$

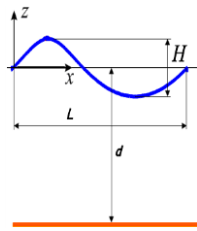


Figure 8.18. Paramètres du modèle de Stockes

Il est à noter que ce modèle qui est basé sur la propagation d'une onde de surface sinusoidale sans perturbation dans un environnement théoriquement uniforme et non perturbé est relativement grossier et ne permet pas par exemple de prendre en compte les interactions couplées houle-courant.

8.3.1.2 Approche 1D – Théorie de Betz

La théorie 1D est à la base des modèles de dimensionnement utilisés pour les rotors à flux axial ou à flux transverse. Nous présentons ici la plus connue ; à savoir la théorie de Betz, qui considère le rotor comme un disque d'action créant une discontinuité de pression. L'écoulement considéré est monodimensionnel (1 tube de courant) et stationnaire ; les seules pertes d'énergie de l'écoulement se situent au sein du rotor. Notons que la théorie de Betz ne regarde ni la forme du système plongé dans l'écoulement ni sa nature, turbine ou simple grille, pourvu qu'un saut de pression puisse lui être associé.

Le schéma de la figure 8.19 présente les lignes de courant associées au modèle. Par commodité, le rotor schématisé est à flux axial, mais il peut être aussi à flux transverse de forme *troposkienne*, rectangulaire ou autre.

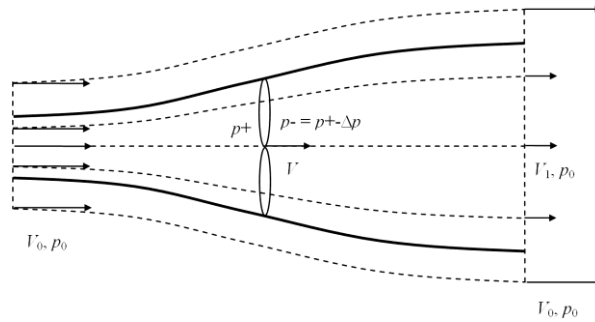


Figure 8.19. Schéma 1D de l'écoulement

On note V_0 , V et V_1 les vitesses, respectivement à l'amont, dans la turbine et à l'aval. Notons qu'à l'aval, en dehors du sillage, l'écoulement récupère sa vitesse amont V_0 . Le tube de courant est par conséquent le siège d'une discontinuité de vitesse dans la zone aval. On note p_0 , p_+ et p_- les pressions respectivement à l'amont, devant le rotor et derrière le rotor. Le saut de pression $p_+ - p_-$ est noté Δp . Notons qu'à l'aval, la pression dans le sillage récupère la valeur de la pression à l'extérieur p_0 car les lignes de courant perdent leur courbure. Enfin, le poids du fluide peut être intégré dans le terme de pression en utilisant la pression modifiée $p^* = p + \Delta gz$. Pour simplifier l'écriture, p^* est noté p . La théorie présentée s'applique donc au cas d'un axe de rotation orienté arbitrairement.

La relation de Bernoulli appliquée à l'amont et à l'aval donne :

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho (V_0^2 - V_1^2) \quad [8.5]$$

La force de traînée F de l'écoulement sur le rotor est donnée par :

$$F = S \Delta p = \frac{1}{2} \rho S (V_0^2 - V_1^2) \quad [8.6]$$

où S est la surface balayée par le rotor (surface du disque d'action).

Une deuxième expression de F est obtenue par le théorème des quantités de mouvement. Pour un domaine fermé, il stipule que le débit de quantité de mouvement sortant-entrant du fluide est égal aux forces extérieures appliquées au

20 Production d'électricité à partir des énergies marines renouvelables

domaine. Prenons le domaine délimité par les sections amont et aval et par le tube de courant ; on obtient :

$$Q(\rho V_1) - Q(\rho V_0) = -F \quad [8.7]$$

où Q désigne le débit passant dans le tube de courant. F est la perte de quantité de mouvement axiale du fluide. Notons que les efforts de pressions au contour du domaine, qui devraient apparaître au second membre, sont omis. On montre que leur contribution est nulle.

En utilisant $Q = SV$, on obtient :

$$V = \frac{1}{2}(V_0 + V_1) \quad [8.8]$$

La vitesse dans le disque du rotor est la moyenne des vitesses amont et aval. On introduit classiquement le facteur d'induction a qui est un paramètre adimensionnel représentant le ralentissement du fluide par la turbine.

$$\begin{cases} V = (1-a)V_0 \\ V_1 = (1-2a)V_0 \end{cases} \quad \dots \quad [8.9]$$

En introduisant le coefficient de traînée C_F , on obtient :

$$C_F = \frac{F}{0.5\rho S V_0^2} = 4a(1-a) \quad [8.10]$$

La puissance P étant donnée par le produit FV , on peut procéder de même pour le coefficient de puissance C_P :

$$C_P = \frac{P}{0.5\rho S V_0^3} = 4a(1-a)^2 \quad [8.11]$$

C_P est aussi appelé rendement de la turbine. Il mesure la puissance P absorbée par la turbine ramenée à la puissance cinétique débitée par l'écoulement à travers la section S en l'absence de rotor. La figure 8.20 présente l'évolution de C_F et C_P en fonction du facteur d'induction a .

Le coefficient de puissance maximum est obtenu pour $a = 1/3$ et vaut $16/27 \approx 0.59$. Un rotor ne peut récupérer plus de 60% de l'énergie cinétique de l'écoulement amont. C'est la limite de Betz. Le coefficient de traînée correspondant vaut $8/9 \approx$

0.89. Pour $a = 0.5$, le coefficient de traînée atteint la valeur maximum de 1. Au-delà de $a = 0.5$, la traînée diminue. En réalité, la solution n'est pas physique car la vitesse V_1 dans le sillage est négative. Dans la pratique, cette théorie est non valide lorsque a est supérieur à 0.4.

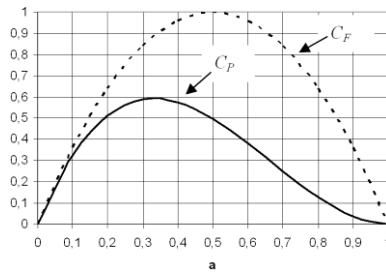


Figure 8.20. Coefficients de puissance et de traînée en fonction de a

8.3.1.3. Modélisation du capteur hydrodynamique à axe horizontal

8.3.1.3.1. Mise en équation

Dans sa théorie originelle, Glauert utilise comme inconnues les facteurs d'induction axiale et azimutale, a et a' respectivement [GLA 35]. Dans la suite, la théorie de Glauert est décrite en utilisant les variables h et k données par [LEG 08] :

$$\begin{cases} k = 1 - 2a \\ h = 1 + 2a' \end{cases} \quad [8.12]$$

L'écoulement au niveau d'une pale, dans le tube de courant dr , est présenté figure 8.21. On désigne par β l'angle de calage du profil avec la direction θ , α l'angle de la vitesse relative avec la corde du profil (l'incidence) et ϕ l'angle de la vitesse relative avec direction θ . On a alors les relations :

$$\begin{cases} \phi = \alpha + \beta \\ \operatorname{tg} \phi = \frac{(1+k)}{\lambda(1+h)} \end{cases} \quad [8.13]$$

L'effort dR , subi par la section de pale, se décompose en une portance dL et une traînée dD donnés par :

22 Production d'électricité à partir des énergies marines renouvelables

$$\begin{cases} dL = \frac{1}{2} \rho W^2 c C_L dr \\ dD = \frac{1}{2} \rho W^2 c C_D dr \end{cases} \quad [8.14]$$

où C_L et C_D désignent les coefficients de portance et de traînée statiques du profil de pale et c sa corde au rayon r . On note N le nombre de pales. La traînée dF et le couple dC de l'élément dr de rotor sont donnés :

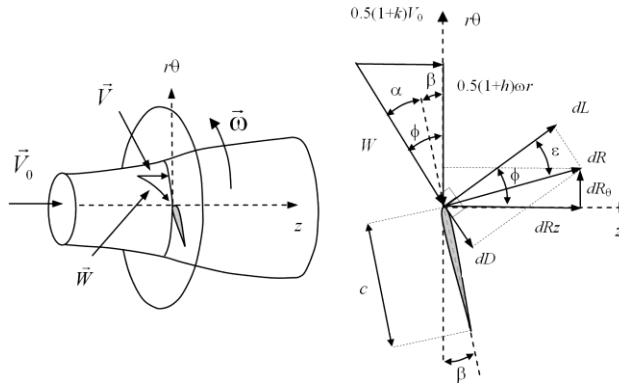


Figure 8.21. *Ecoulement au niveau d'une pale dans le tube de courant dr*

$$\begin{cases} dF = \frac{N \rho W^2 c C_L dr \cos(\phi - \varepsilon)}{2 \cos \varepsilon} \\ dC = \frac{N r \rho W^2 c C_L dr \sin(\phi - \varepsilon)}{2 \cos \varepsilon} \end{cases} \quad [8.15]$$

En appliquant le théorème des quantités de mouvements au tube de courant dr , on peut déterminer une deuxième expression pour la traînée dF et le couple dC :

$$\begin{cases} dF = 2\pi r dr V (V_0 - V_1) = \frac{4\pi r dr W^2 \sin^2 \phi (1-k)}{(1+k)} \\ dC = 2\pi r^3 dr V \omega (h-1) = \frac{4\pi r^2 dr W^2 \sin \phi \cos \phi (h-1)}{(h+1)} \end{cases} \quad [8.16]$$

On dispose donc de deux expressions pour la traînée et le couple de l'élément dr de rotor : la première provenant des coefficients hydrodynamiques de la section générique de pale et la seconde provenant du théorème des quantités de mouvement. En identifiant la traînée et le couple obtenus par chaque méthode on obtient :

$$\begin{cases} \sigma C_L = \frac{4 \cos \phi \tan \phi^2 (1-k)}{1 + \tan \phi \tan \varepsilon (1+k)} & \text{(Identification de la traînée)} \\ \sigma C_L = \frac{4 \cos \phi \tan \phi (h-1)}{\tan \phi - \tan \varepsilon (h+1)} & \text{(Identification du couple)} \end{cases} \quad [8.17]$$

Avec σ la solidité au rayon r définie par : $\sigma = \frac{Nc}{2\pi r}$

Les relations [8.17] sont à la base du calcul du rotor. Celui-ci se passe en deux temps :

- Etape de définition géométrique du rotor optimal : On calcule l'élément de puissance dP fourni par la tranche dr de rotor :

$$dP = \underbrace{\pi \rho r dr V_0^3}_{dP_{ref}} \underbrace{\lambda^2 (1+k)(h-1)}_{C_p} \quad [8.18]$$

dP est le produit d'une puissance de référence ne dépendant que de la vitesse amont et d'un coefficient de puissance local au rayon r , C_p . On considère le rotor idéal pour lequel les pales ne développent pas de traînée ($\varepsilon = 0$). h et k sont alors liés et le coefficient C_p s'écrit :

$$C_p = \lambda^2 (1+k) \left[\sqrt{1 + \frac{1+k^2}{\lambda^2}} - 1 \right] \quad [8.19]$$

En dérivant C_p par rapport à k , on obtient pour chaque valeur de λ , les valeurs optimales de k et h pour le rotor idéal. Pour l'angle de calage β des sections de pale, on procède de la façon suivante : l'angle ϕ est donné par [8.13]. L'angle d'incidence correspond à celui donnant le meilleur rapport C_L/C_D , c'est-à-dire la meilleure finesse. Cet angle ne dépend que des caractéristiques hydrodynamiques du profil générique de pale. β est alors donné par la relation [8.13].

- Etape de calcul des performances de la turbine réelle ($\varepsilon \neq 0$) : Les coefficients de traînée C_F , de moment C_M , de puissance C_P ainsi que le coefficient C_B , donnant la fraction de surface de pale sur le disque, sont donnés par :

$$\left\{ \begin{array}{l} C_F = \frac{2F}{\rho S V_0^2} = \frac{2}{\lambda_0^2} \int_{\lambda_{0min}}^{\lambda_0} (1-k^2) \lambda d\lambda \\ C_M = \frac{2C}{\rho S R V_0^2} = \frac{2}{\lambda_0^3} \int_{\lambda_{0min}}^{\lambda_0} (1+k)(h-1) \lambda^3 d\lambda \\ C_P = \frac{2P}{\rho S V_0^3} = \frac{2}{\lambda_0^2} \int_{\lambda_{0min}}^{\lambda_0} (1+k)(h-1) \lambda^3 d\lambda \\ C_B = \frac{B}{\pi R^2} = \frac{2}{\lambda_0^2} \int_{\lambda_{0min}}^{\lambda_0} \sigma \lambda d\lambda \end{array} \right. \quad [8.20]$$

où B désigne la surface des pales et avec $\lambda_{0min} = \omega r_{min}/V_0$ et $\lambda_0 = \omega R/V_0$ les vitesses spécifiques aux rayons minimum r_{min} et maximum R du rotor (λ_{0min} tient compte de l'emprise du moyeu). Notons que l'on considère une vitesse spécifique λ_0 quelconque, pour avoir les performances aussi en dehors de l'optimum. Comme la géométrie des pales est fixée, l'incidence α est donnée par [8.13]. C_L est alors connu et h et k sont déterminés itérativement à l'aide de [8.17].

La figure 8.22 présente les résultats obtenus pour le rotor idéal. On présente la quantité $27C_P/16$ pour rapporter le C_P à la limite de Betz égale à $16/27$. L'emprise du moyeu a été négligée ($\lambda_{0min} = 0$). On voit que les turbines à axe horizontal fonctionnant à faible vitesse spécifique λ_0 perdent sensiblement de la puissance. Cela vient du fait que le couple de la turbine est fort ce qui induit une forte rotation du sillage. Dans ce cas, il peut être intéressant d'adjoindre au premier rotor un second rotor contrarotatif pour récupérer le moment cinétique à l'aval. La surface des pales diminue très vite lorsque la vitesse spécifique augmente. Pour le rotor idéal, le dimensionnement consiste donc à augmenter λ_0 pour augmenter la puissance tout en diminuant la surface des pales. La limitation provient de la tenue mécanique des pales. En effet, comme la traînée C_F ne varie presque pas avec λ_0 , l'augmentation de λ_0 conduit à reprendre le même effort sur des pales plus fines.

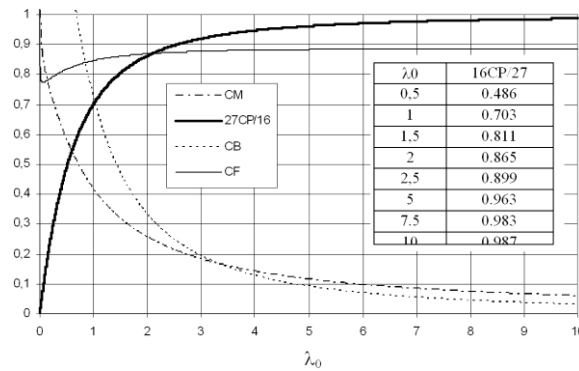


Figure 8.22. 27CP/16, C_M , C_F et C_B

La figure 8.23 présente les coefficients de puissance de rotors réels dont le profil générique de pale est le NACA0018. L'emprise du rotor au rayon est de 10% du rayon maximum. Les rotors considérés ont des vitesses spécifiques optimales allant de 4 à 10 par pas de 1. Les courbes en trait plein correspondent à la finesse maximale de 65 présentée par le profil NACA0018 à Reynolds = 10^6 . Les courbes en trait fin et pointillé correspondent respectivement à une finesse de 120 et 500⁵. Notons que 120 constitue une borne supérieure obtenue sur des profil dits *laminaires* dont la surface est parfaitement polie.

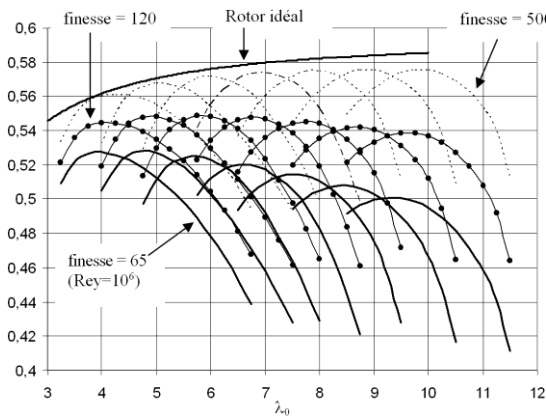


Figure 8.23. C_p de rotors possédant des vitesses spécifiques optimales différentes

⁵ Pour ces finesses, les courbes de C_D du NACA0018 sont simulées.

Pour la finesse de 500, on retrouve pratiquement le C_P du rotor idéal ; on remarque cependant que l'on s'écarte à grande vitesse spécifique à cause du frottement. Plus la finesse est faible, plus l'écart avec le C_P idéal est important. A la finesse de 120, le C_P maximum est assez stable. Dans ce cas, la perte par frottement est compensée par la réduction de la rotation de la veine de courant à l'aval. Dans la pratique, on a des finesesses plutôt de l'ordre de 65. Dans ce cas, l'augmentation de λ_0 conduit à une perte de puissance. Comme pour le rotor idéal, on cherchera à alléger les pales en augmentant λ_0 . La limitation proviendra de la résistance des pales mais aussi de la perte de puissance induite. Pour les hydroliennes, la limitation en λ_0 due à la résistance des pales, sera plus sévère que pour les éoliennes car les efforts sont plus importants dans l'eau que dans l'air. Le rotor tournera donc à des vitesses spécifiques plus faibles et sa solidité (quantité de pales) sera plus grande.

8.3.1.3.2. Détermination de l'incidence optimale

Le rendement du rotor est maximum lorsque l'on maximise le rapport C_L/C_D , c'est-à-dire la finesse de la section de pale. La figure 8.24 présente le C_L , le C_D et la finesse divisée par 100 pour le profil symétrique NACA0018 utilisé pour les calculs précédents. Trois nombres de Reynolds sont considérés : $3.6 \cdot 10^5$, 10^6 et $2 \cdot 10^6$.

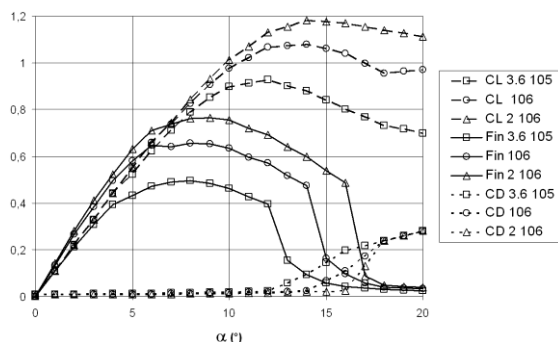


Figure 8.24. Coefficients aérodynamiques du NACA0018 à $Rey = 3.6 \cdot 10^5$, 10^6 et $2 \cdot 10^6$

On s'aperçoit de l'amélioration sensible de la finesse lorsque le Reynolds augmente. Les finesesses maximales sont obtenues pour $\alpha_{opt} = 8^\circ$ et valent respectivement 50, 65 et 76 pour $Rey = 3.6 \cdot 10^5$, 10^6 et $2 \cdot 10^6$. Si on utilise ce profil pour le rotor il faut, pour être optimal, que les sections voient une incidence α_{opt} . En fait, ce choix conduit à des cordes trop importantes au moyeu. Dans la pratique, il faut augmenter α en pied de pale. Cela augmente la portance et, par voie de conséquence, diminue la corde. Les lois utilisées n'altère que très peu le coefficient de puissance du rotor.

En général, des profils légèrement cambrés sont utilisés car ils présentent une meilleure finesse que les profils symétriques. On peut citer par exemple le profil NANA63-415 dont la finesse est de 120 à 4° pour un Reynolds de $3 \cdot 10^6$ [ABB 59]. La finesse est très sensible à l'état de surface du profil; Lorsque le profil est parfaitement poli, une partie la couche limite reste laminaire à faible incidence (on parle de profil laminaire) ce qui permet d'obtenir une finesse excellente de 120. Pour une rugosité standard, la couche limite devient turbulente et la finesse chute à 67. On rejoint l'ordre de grandeur de la finesse du profil NACA0018 (pour $Re = 10^6$) considéré ci-dessus, qui n'est pas un profil laminaire.

8.3.1.4. Modélisation du capteur hydrodynamique à axe vertical

L'écoulement dans les turbines à flux transverse est plus complexe que celui dans les turbines à flux axial. La figure 8.25 (droite) présente un schéma des structures tourbillonnaires visualisées expérimentalement dans un rotor à flux axial. Les pales lâchent des structures vorticitaires contrarotatives dont la plus grosse (a-b sur la figure) est de l'ordre de grandeur du rayon de la turbine. Ces tourbillons proviennent des décollements dynamiques dont les pales sont l'objet au cours de la rotation. La figure de gauche présente, la variation typique du coefficient de puissance en fonction de la vitesse spécifique. Trois régions sont identifiées : la région de décollement dynamique profond à basse vitesse, la région des effets secondaires à haute vitesse et une région de transition vers l'optimum.

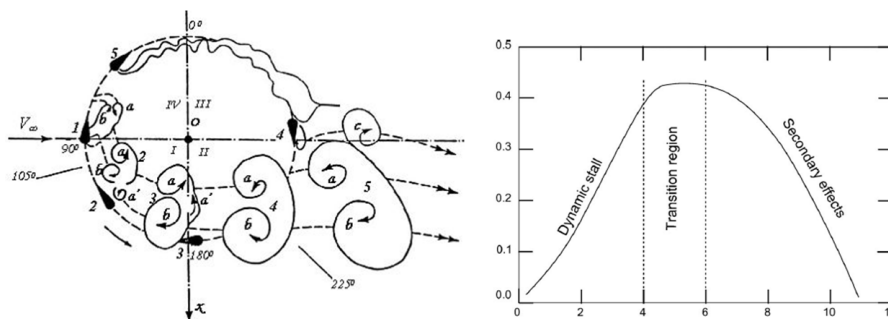


Figure 8.25. Structures tourbillonnaires à droite [BRO 86], régions de fonctionnement à gauche [PAR 02]

Ces régions sont liées à l'angle d'incidence vue par le profil de pale au cours de la rotation. Pour un profil dont la corde est tangente au cercle de rotation (figure 8.2.6), l'incidence géométrique est donnée par :

$$\begin{cases} \alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \theta}{\cos \theta + \lambda_0} \right) \\ \lambda_0 = \frac{\omega r}{V_0} \end{cases} \quad [8.21]$$

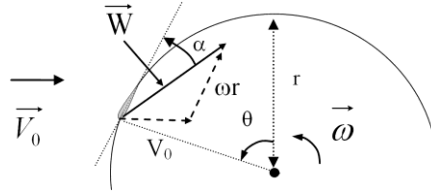


Figure 8.26. Angle d'incidence géométrique vue par le profil

La figure 8.27 donne l'angle α en fonction de θ pour différentes vitesses spécifiques λ_0 . L'incidence maximale se situe entre $\theta = 100$ et 140° . Elle augmente très vite lorsque la vitesse spécifique diminue. En particulier, l'angle de décollement statique typique d'un profil, $\alpha = 12^\circ$, est atteint pour $\lambda_0 = 5$. Pour une vitesse spécifique inférieure à 5, les filets fluides se détachent de la pale. C'est la région dominée par le décollement dynamique. A l'inverse, pour une valeur supérieure à 5, les filets fluides suivent le contour de la pale. C'est la région des effets secondaires dominée par la friction du fluide sur les pales (et les parties tournantes). La puissance maximum est obtenue dans une région de transition où les 2 effets sont en concurrence.

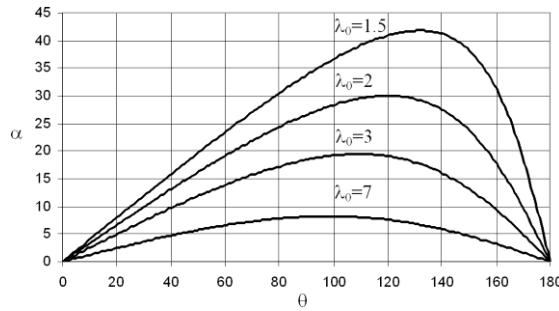


Figure 8.27. Valeurs des angles d'incidence géométriques en fonction de la position angulaire pour différentes vitesses spécifiques λ_0

Les éoliennes fonctionnent à des vitesses spécifiques optimales de l'ordre de 6 à 10. Elles sont donc modérément affectées par le décollement dynamique. En

revanche, les hydroliennes possédant des pales plus larges⁶, fonctionnent à des vitesses spécifiques optimales de l'ordre de 2 à 4. Elles sont donc pleinement concernées par le décollement dynamique. Pour les hydroliennes, le point de fonctionnement optimal (C_p maximum) correspond à un écoulement fortement décollé sur une grande partie du cercle de rotation. Notons que la présente analyse permet de voir l'ampleur des décollements mais ne dit pas si les effets dynamiques sont forts ou faibles. Ceci est d'une importance cruciale car si les effets dynamiques se révélaient faibles, il serait possible d'utiliser, comme cela a été fait pour les turbines à flux axial, la théorie des éléments de pale. Pour juger de la caractéristique dynamique de l'écoulement, il faut pouvoir juger de la rapidité avec laquelle l'incidence α varie lorsque la pale se meut. Pour cela, Laneville et Vittecoq [LAN 86] ont défini une fréquence réduite F^* provenant de l'analyse des pales d'hélicoptères :

$$F^* = \frac{c}{2\omega r\alpha_{\max}} \left(\frac{d\alpha}{dt} \right)_{\max} \quad [8.22]$$

Selon [MAC 72], Les effets dynamiques commencent à se faire sentir lorsque F^* est supérieur à 0.05. Lorsque c'est le cas, la courbe de portance en fonction de l'incidence du profil présente une boucle d'hystérésis.

En posant $\theta = \omega t$ dans [8.21], on obtient :

$$\begin{cases} F^* = \frac{c}{2r\alpha_{\max}(\lambda_0 - 1)} \\ \alpha_{\max} = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\sqrt{\lambda_0^2 - 1}} \right) \end{cases} \quad [8.23]$$

La figure 8.28 présente F^* en fonction de c/r pour les valeurs de λ_0 considérée précédemment. Pour les hydroliennes, c/r varie typiquement de 0.17 à 0.5. Pour ces valeurs, on voit sur la figure qu'aux vitesses spécifiques optimales de 2 à 4 des hydroliennes, F^* peut être largement supérieurs à 0.05. Pour l'hydrolienne utilisée pour le prototype Ethic du LEGI (figure 8.12c), on a $c/r = 0.37$ et λ_0 optimal = 2. Le point représentant la turbine est indiqué par un cercle sur la figure. Pour ces valeurs, F^* vaut 0.35, ce qui signifie que l'hydrolienne est, à son optimum, dans un régime de décollement prononcé ($\lambda = 2$) et fortement instationnaire ($F^* = 0.35$). De la même façon on positionne sur la figure l'éolienne Darrieus bi-pales de 17m de diamètre étudiée dans les laboratoires Sandia [WOR 78]. On a $c/r = 0.071$ et la

⁶ Les pales des hydroliennes sont moins élancées que celles des éoliennes car les forces hydrodynamiques sont supérieures aux forces aérodynamiques.

vitesse spécifique optimale λ_0 est égale 6. Cette turbine n'est pratiquement pas sujette au décollement dynamique à sa vitesse spécifique optimale et au delà. Le décollement dynamique n'apparaîtra qu'aux vitesses spécifiques inférieures.

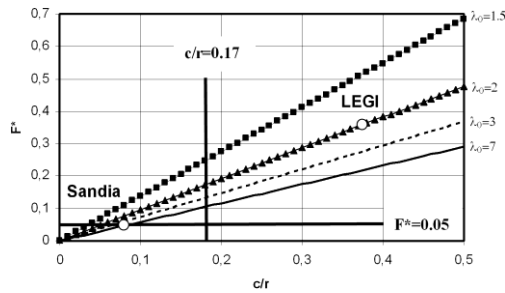


Figure 8.28. Fréquence réduite en fonction de c/r et λ_0

Pour les hydroliennes à flux transverse, il est donc nécessaire de faire appel à une modélisation en fluide réel résolvant les équations de Navier-Stokes. Il s'agit néanmoins d'obtenir des résultats suffisamment précis pour un coût de calcul acceptable. La figure 8.29 présente les structures tourbillonnaires obtenues dans le cas de l'éolienne Darrieux bi-pales de Lanneville et Vittecoq [AME 09]. Un modèle numérique de type RANS (Reynolds Average Navier-Stokes Equation) associé à un modèle de turbulence $k-\omega$ SST a été utilisé. L'allongement réel des pales est de 10 et c/r vaut 2. La turbine a été calculée à une vitesse spécifique $\lambda_0 = 2$, ce qui correspond à un régime de décollement dynamique intense. Le Reynolds de corde est de 38000. Les structures tourbillonnaires ont été identifiées avec le critère Q [HUN 88].

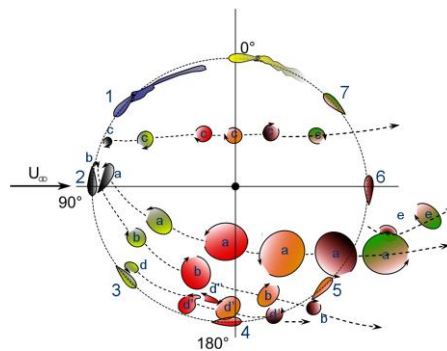


Figure 8.29. Structures tourbillonnaires obtenues avec le critère Q [AME 09]

Le champ de vorticité calculé est très riche. On retrouve les structures tourbillonnaires décrites par Brochier, en particulier le tourbillon contrarotatif $a-b$. Les cycles de portance et de traînée obtenus par le calcul sont proches de

l'expérience. L'hydrolienne du LEGI, a été calculée par le même modèle en configuration 2D et 3D (figure 8.30 gauche). Comme son diamètre est égal à sa hauteur (17.5 cm), les effets tridimensionnels sont beaucoup plus forts que dans le cas de l'éolienne de Lanneville. En configuration 2D, le coefficient de puissance moyen obtenu à l'optimum est de l'ordre de 0.45, pour une valeur expérimentale de l'ordre de 0.35. La simulation en configuration 3D, plus lourde à mettre en œuvre, a permis d'obtenir un coefficient de puissance égal à 0.35. Cependant, il ne faudrait pas conclure que la simulation est parfaite ; des incertitudes existent, aussi bien pour le modèle numérique que pour la mesure des performances de l'hydrolienne. Pour ce qui concerne le calcul, le maillage, bien qu'utilisant plusieurs millions de cellules, devrait être raffiné. De plus, des faiblesses existent au niveau du modèle de turbulence : il ne permet pas de représenter les régions laminaires de la couche limite sur le profil et introduit une *viscosité numérique* qui a tendance à dissiper trop rapidement les structures tourbillonnaires.

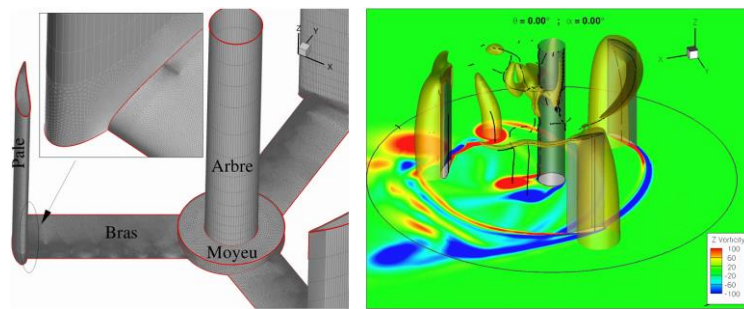


Figure 8.30. Hydrolienne du LEGI à droite, Calcul 3D à gauche [AME 09]

La figure 8.30 de droite illustre les surfaces d'iso-vorticité suivant l'axe de rotation. L'écoulement va de droite à gauche et la turbine tourne dans le sens anti horaire. On voit bien le développement du tourbillon *a* sur la face interne des pales de droite. On voit aussi la trace de ces tourbillons sur le plan de symétrie lorsqu'ils s'éloignent de la pale qui les a lâchés. Le tourbillon d'extrémité d'aile est aussi particulièrement visible. Enfin, on distingue les vortex alternatifs de Karman à l'aval de l'axe de rotation.

8.3.1.4. Modélisation de la génératrice électrique

Il y a de nombreuses similitudes entre l'éolien et l'hydrolien. C'est pourquoi le présent ouvrage se focalise principalement sur les deux technologies électromécaniques de références utilisées dans le domaine éolien. Ces deux technologies reposent sur l'utilisation de génératrice asynchrone à double alimentation et des génératrices synchrones à aimants permanents [BEN 09-2].

Afin d'être contrôlée en vitesse une Génératrice Synchrones à Aimants Permanents (GSAP/PMSG) repose sur l'usage d'un convertisseur Alternatif/Continu/Alternatif le plus souvent constitué de deux ponts à IGBT commandés en MLI qui est connecté d'une part au réseau et d'autre part aux enroulements de la machine (figure 8.31).

Une génératrice Asynchrone à Double Alimentation (GADA/DFIG) peut être également utilisée pour équiper les systèmes hydroliens. Dans ce cas, les enroulements statoriques sont directement connectés au réseau tandis que la génératrice est pilotée en vitesse par le biais d'un convertisseur Alternatif/Continu/Alternatif qui est connecté d'une part au réseau et d'autre part aux enroulements rotoriques de la machine (figure 8.32). L'utilisation d'un tel système basé sur une GADA est courante dans le domaine éolien. En effet, les convertisseurs utilisés entre le rotor et le réseau sont dimensionnés pour environ 30% de la puissance nominale de la génératrice, ce qui entraîne une réduction non négligeable de l'encombrement et du coût total de l'installation. En contrepartie l'excursion en vitesse de la génératrice est limitée dans une plage de l'ordre de $\pm 50\%$ autour de la vitesse de synchronisme de la machine [BEN 09-1]. Ce n'est pas le cas de la GSAP qui permet une plus large plage de variation de vitesse à couple maximal jusqu'à sa vitesse nominale et à puissance constante au-delà. Ceci permet d'extraire avec une GSAP une énergie plus importante qu'avec la GADA en adaptant, sur une plus large plage, la vitesse de la génératrice à celle du courant marin selon la stratégie de recherche du point de puissance maximal (MPPT : Maximum Power Point Tracking). Le gain en énergie extraite, qui est lié à la différence d'excursion de vitesse, pour une GSAP par rapport à une GADA est alors de l'ordre de 15% à 25% sur un an selon la nature du site d'installation [BEN 10-2].

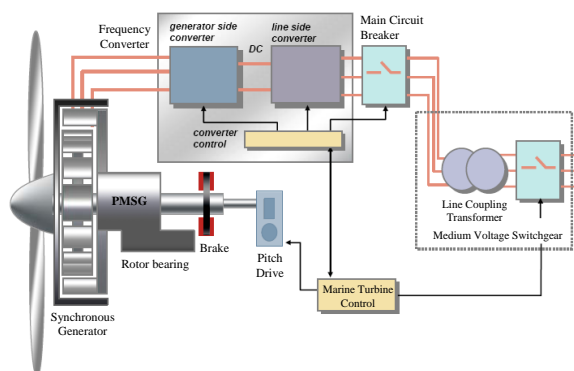


Figure 8.31. Hydrolienne équipée d'une GSAP

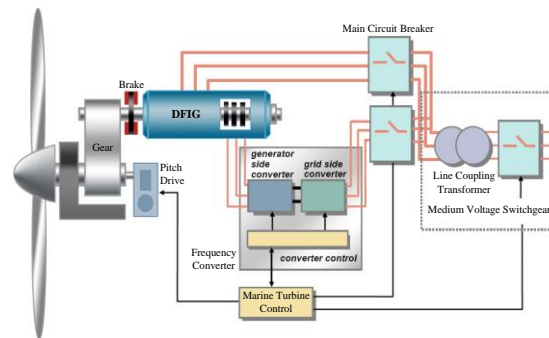


Figure 8.32. *Hydrolienne équipée d'une GADA*

En dehors de la différence en terme de production de puissance qui est liée à une excursion en vitesse plus grande pour la GSAP, il est à noter que la GADA semble a priori légèrement plus avantageuse que la GSAP en terme de coût d'acquisition car l'ensemble machine convertisseur est a priori moins cher pour une GADA, ce qui explique le succès de ces systèmes pour l'application éolienne. Cependant, le contexte particulier de l'application marine impose des contraintes différentes. Les hydroliennes seront immergées dans des lieux qui sont le siège de forts courants et sont difficiles d'accès. La minimisation des aspects maintenances est alors un aspect fondamental. Une GSAP à entraînement direct nécessite beaucoup moins de maintenance qu'une GADA qui comprend un multiplicateur qu'il est nécessaire de vidanger à intervalles réguliers ainsi qu'un système balais/bagues pour l'alimentation du rotor. De plus, ces systèmes présentent des taux de défaillances élevés constatés dans le domaine de l'éolien [AMI 09]. Il est à noter qu'afin de minimiser les systèmes de transmission électromécanique, il est également possible d'intégrer directement une génératrice synchrone à aimants permanents au sein d'une tuyère qui entoure la turbine. L'hélice de la turbine porte alors une culasse magnétique avec des aimants permanents et constitue dans ce cas le rotor de la génératrice. Cette solution permet d'obtenir un système a priori plus compact et plus robuste qu'une chaîne d'entraînement classique [DRO 10]. La figure 8.33 présente un schéma de principe de ce type de concept à entraînement circulaire (Rim Driven en anglais). Ce type de concept a été adopté par la société OpenHydro choisie par EDF pour fournir les turbines du site expérimental de Paimpol-Bréhat ainsi que par la société Clean Current associée à Alstom Hydro.

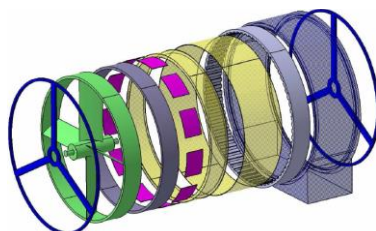


Figure 8.33. Principe d'une génératrice intégrée de type Rim Driven

Le Tableau 8.1 présente une synthèse des éléments comparatifs concernant ces 2 systèmes.

GSAP	GADA
<p><i>Avantages</i></p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ Rendements élevés ✓ Pas de balais ✓ Fonctionnement en entraînement direct sans multiplicateur ✓ Fonctionnement à vitesse variable sur toute la plage de puissance ✓ Puissance massique élevée ✓ Maintenance minimisée 	<p><i>Avantages</i></p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ Electronique de puissance dimensionnée à une fraction de la puissance nominale ✓ Coût réduit de l'ensemble convertisseur / génératrice
<p><i>Inconvénients</i></p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ Electronique de puissance dimensionnée pour la puissance nominale de la génératrice ✓ Grand diamètre de génératrice ✓ Prix élevé de l'électronique de puissance ✓ Prix élevé des aimants permanents 	<p><i>Inconvénients</i></p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ Contacts glissants bagues balais ✓ Puissance massique faible ✓ Plage de vitesse limitée ✓ Présence d'un multiplicateur et d'un système balais/bagues nécessitant une maintenance régulière

Tableau 8.1. Eléments de comparaison GSAP/GADA

L'objet des paragraphes suivant est de présenter de manière synthétique les modèles qui peuvent être utilisés pour la simulation et la commande et la simulation des ensembles convertisseurs / machines associées à ces 2 types de génératrices.

8.3.1.4.1. Génératrice asynchrone à double alimentation

La modélisation de la GADA en vue de sa commande est généralement réalisée dans un repère d - q tournant en utilisant la transformée de Park suivante valide au stator et au rotor.

$$\begin{bmatrix} V_d \\ V_q \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos(-\theta_{s,r}) & \cos(-\theta_{s,r} + \frac{2\pi}{3}) & \cos(-\theta_{s,r} - \frac{2\pi}{3}) \\ \sin(-\theta_{s,r}) & \sin(-\theta_{s,r} + \frac{2\pi}{3}) & \sin(-\theta_{s,r} - \frac{2\pi}{3}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \end{bmatrix} \quad [8.24]$$

Cette transformation permet alors d'exprimer les tensions et les flux selon les équations [8.25] et [8.26], respectivement.

$$\begin{cases} V_{sd} = R_s i_{sd} + \frac{d}{dt} \phi_{sd} - \omega_s \phi_{sq} \\ V_{sq} = R_s i_{sq} + \frac{d}{dt} \phi_{sq} + \omega_s \phi_{sd} \\ V_{rd} = R_r i_{rd} + \frac{d}{dt} \phi_{rd} - (\omega_s - \omega) \phi_{rq} \\ V_{rq} = R_r i_{rq} + \frac{d}{dt} \phi_{rq} + (\omega_s - \omega) \phi_{rd} \end{cases} \quad [8.25]$$

$$\begin{cases} \phi_{sd} = L_s i_{sd} + M i_{rd} \\ \phi_{sq} = L_s i_{sq} + M i_{rq} \\ \phi_{rd} = L_r i_{rd} + M i_{sd} \\ \phi_{rq} = L_r i_{rq} + M i_{sq} \end{cases} \quad [8.26]$$

Où R est la résistance, L et M représentent les inductances propre et mutuelles, respectivement, ω_s est vitesse électrique de synchrone, et ω est la vitesse électrique du rotor.

L'expression du couple électromagnétique est alors donnée par

$$T_{em} = \frac{3}{2} p M (i_{sq} i_{rd} - i_{rq} i_{sd}) \quad [8.27]$$

où p est le nombre de paires de pôles de la GADA.

L'équation mécanique est enfin donnée par

$$J \frac{d\Omega}{dt} = T_{em} - T_m - f\omega \quad [8.28]$$

où J est l'inertie, Ω est la vitesse de rotation, T_m est le couple mécanique, et f est le coefficient des frottements visqueux.

L'ensemble des équations [8.25] à [8.28] représente alors un modèle qui décrit le comportement électromécanique de la GADA et qui peut être utilisé à des fins de simulation ou d'établissement d'un schéma de commande.

8.3.1.4.2. Génératrice synchrone à aimants permanents

La modélisation de la génératrice synchrone à aimant permanent en vue de sa commande peut être également réalisée dans un repère d - q tournant en utilisant la transformée de Park [8.24]. On obtient alors pour les tensions et les flux les équations [8.29] et [8.30], respectivement.

$$\begin{cases} V_d = Ri_d + L_d \frac{di_d}{dt} - L_q i_q \omega_s \\ V_q = Ri_q + L_q \frac{di_q}{dt} + (L_d i_d + \phi_m) \omega_s \end{cases} \quad [8.29]$$

$$\begin{cases} \phi_d = L_d i_d + \phi_m \\ \phi_q = L_q i_q \end{cases} \quad [8.30]$$

Où ϕ_m est le flux des aimants permanents. Il est à noter que dans le cas d'une GSAP à pôles lisses (ce qui est par exemple le cas des machines à aimants déposés), on a $L_d = L_q$.

L'expression du couple électromagnétique est alors donnée par

$$T_{em} = \frac{3}{2} p [\phi_m i_q + (L_d - L_q) i_d i_q] \quad [8.31]$$

L'ensemble des équations [8.29] à [8.31], auquel il faudra ajouter l'équation mécanique [8.28] représente alors un modèle qui décrit le comportement électromécanique de la GSAP et qui peut être utilisé à des fins de simulation ou d'établissement d'un schéma de commande.

8.3.2. *Eléments de commande d'une hydrolienne*

Le contrôle de la génératrice équipant une hydrolienne peut se faire bien évidemment par des techniques classiques du type PI ou PID. Cependant, pour des raisons évidentes de robustesses vis-à-vis des incertitudes de modélisation et des perturbations venant du réseau électrique, nous donnerons quelques éléments sur l'application des modes glissants d'ordre supérieur.

Les techniques de commande ci-après présentées tiennent bien évidemment en compte du contexte hydrolien ; à savoir la ressource et le capteur hydrodynamique à axe horizontal ou à axe vertical (figure 8.34). De plus, les effets des perturbations de la ressource seront pris en compte par le modèle de Stokes [8.4].

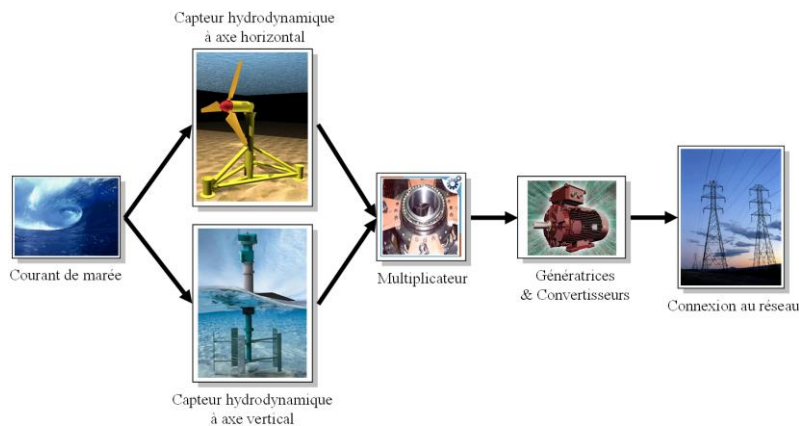


Figure 8.34. *Eléments d'intégration d'une hydrolienne*

Comme tout système de génération composé d'éléments en cascade, la commande peut se décomposer en quatre niveaux :

- Le contrôle dit *proche* qui est celui des composants énergétiques : Onduleurs/Redresseurs – Générateurs – Systèmes de protection.
- Le contrôle dit de mise en forme qui consiste à générer les consignes que devront suivre ces différents éléments : vitesse, courants, tensions, fréquences.
- La couche d'adaptation temps réel aux facteurs exogènes comme la variation des courant de marée, les perturbations réseau, l'algorithme de poursuite du point de maximum de puissance.
- La supervision qui définit la stratégie poursuivie qui peut être très simple (injection au réseau de toute la puissance disponible) ou plus complexe comme la participation aux services système.

Il existe par ailleurs, deux modes de fonctionnement :

- Injection de la puissance produite, au maximum des possibilités du générateur (point de maximum de puissance – MPPT) ou de manière modulée pour le soutien du réseau avec ou sans contrôle de réactif.
- La commande en tension (et en fréquence) à des fins d'alimentation de sites isolés.

8.3.2.1. Extraction du maximum de puissance – MPPT

Les caractéristiques de puissance par rapport à la vitesse des courants de marée et à la vitesse de rotation de la turbine sont similaires à celle d'une éolienne. Les figures 8.35 et 8.36 illustrent parfaitement cela dans le cas des colonnes d'hydroliennes Harvest-Ethic (figure 8.12c) [AND 09-1]. La différence tient plus dans la régularité du courant. Les algorithmes de poursuite du point de puissance maximale (Maximum Power Point Tracking – MPPT) sont de ce fait similaires entre des méthodes de type gradient et *perturb and observe* le choix est très large. La trajectoire vers le point de puissance maximale se trouve d'autant plus facilitée par l'amortissement du milieu visqueux dans lequel évolue le capteur hydrodynamique (figure 8.37).

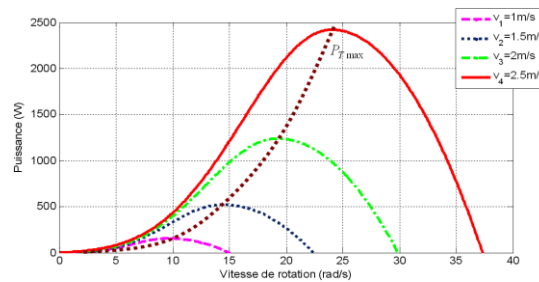


Figure 8.35. Caractéristiques de puissance des colonnes hydroliennes Harvest-Ethic en fonction de la vitesse de rotation pour différents courants d'eau

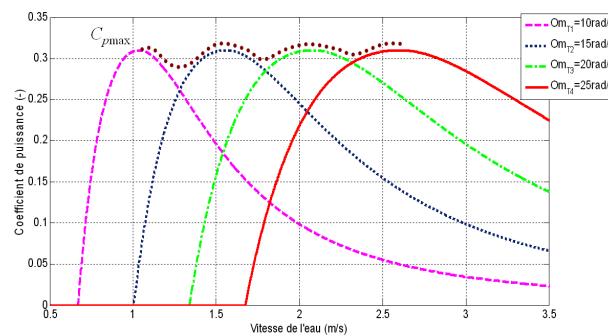


Figure 8.36. Coefficient de puissance en fonction de la vitesse de l'eau pour différentes vitesses de rotation

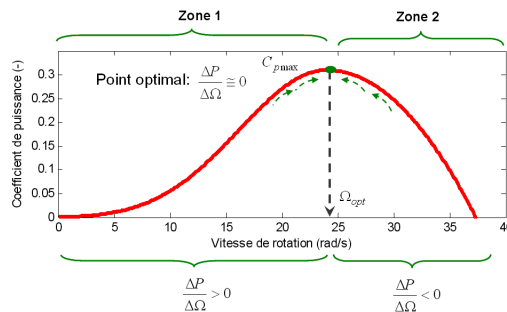


Figure 8.37. Exemple de trajectoire vers le maximum de puissance basée sur le gradient [AND 09-1]

8.3.2.2. Commandes classiques

Dans ce qui suit, l'orientation des pales β n'est prise en compte et nous considérons principalement des hydroliennes avec des génératrices à vitesse variables.

8.3.2.2.1. Principes de la commande optimale des hydroliennes

Dans ce cas, l'optimisation consiste à utiliser la caractéristique $C_p(\lambda, \beta)$ (figure 8.38). En général, on trouve l'optimum de $C_p(\lambda, \beta)$ en utilisant une table d'interpolation (look-up table).

Fondamentalement, les techniques de commande varient en fonction de certaines hypothèses concernant les paramètres connus des modèles, les variables mesurables et le modèle de l'hydrolienne. En fonction de la richesse de la modélisation de l'hydrolienne et en particulier sa caractéristique de couple, on peut envisager les principales approches suivantes.

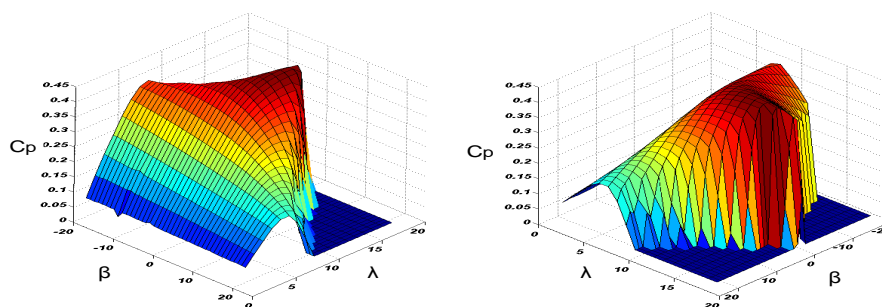


Figure 8.38. Caractéristiques $C_p(\lambda, \beta)$ [BEN 09-1]

40 Production d'électricité à partir des énergies marines renouvelables

8.3.2.2.1.1. Recherche de la puissance maximale – MPPT

Cette approche est adéquate quand les paramètres λ_{opt} et $C_{pmax} = C_p(\lambda_{opt})$ sont inconnus. Dans ce cas, la référence de vitesse est ajustée de sorte que la turbine fonctionne autour de sa puissance maximale pour une vitesse de courant de marée donnée.

8.3.2.2.1.2. Recherche de la vitesse optimale en utilisant les données de la turbine

Cette approche peut être appliquée si la vitesse spécifique optimale λ_{opt} est connue. Ceci suppose que la présence d'une boucle de régulation de la vitesse de sorte à atteindre la vitesse optimale :

$$\Omega_{ref} = \frac{\lambda_{opt}}{R} V(t) \quad [8.32]$$

où R est le rayon du capteur hydrodynamique.

8.3.2.2.1.3. Contrôle de la puissance active

Cette méthode est utilisée quand λ_{opt} et $C_{pmax} = C_p(\lambda_{opt})$ sont connus. La puissance extraite par la turbine peut s'écrire de la façon suivante :

$$P_{Turbine} = \frac{1}{2} C_p(\lambda) \rho \pi R^2 V^3 = \frac{1}{2} \frac{C_p(\lambda)}{\lambda^3} \rho \pi R^5 \Omega^3 \quad [8.33]$$

En remplaçant λ_{opt} et $C_{pmax} = C_p(\lambda_{opt})$, on obtient la puissance de référence :

$$\begin{cases} P_{Turbine_{opt}} = P_{ref} = K \Omega_{ref}^3 \\ K = \frac{1}{2} \frac{C_p(\lambda_{opt})}{\lambda_{opt}^3} \rho \pi R^5 \end{cases} \quad [8.34]$$

Cette approche suppose alors l'utilisation d'une boucle de régulation de la puissance dont la référence serait [8.34]. Elle est largement utilisée dans le domaine éolien et peut être envisagée pour les hydroliennes.

8.3.2.2.2. Commande en vitesse d'une hydrolienne équipée d'une GADA

Pour des raisons évidentes de simplifications, un référentiel $d-q$ lié au champ tournant statorique et un flux statorique aligné sur l'axe d sont généralement adoptés ($\phi_{sq} = 0$). De plus, la résistance statorique peut être négligée étant donné que c'est une hypothèse réaliste pour les génératrices utilisées dans l'éolien. Partant de ces considérations, le couple [8.27] devient :

$$T_{em} = -\frac{3}{2} p \frac{M}{L_s} \phi_{sd} I_{rq} \quad [8.35]$$

Dans ces conditions, le modèle de Park de la GADA est illustré par la figure 8.39.

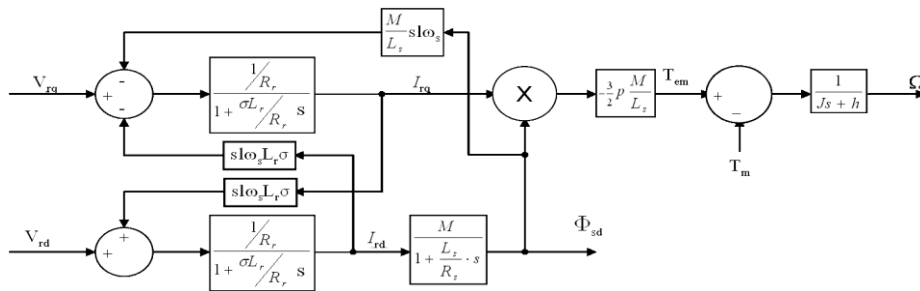


Figure 8.39. Modèle de Park de la GADA

Cette figure montre que le contrôle pourra se faire le courant rotorique i_{rq} . Une boucle interne de courant est alors nécessaire (figure 8.40). De plus, ayant des dynamique à différentes échelles (électrique et mécanique), il est alors judicieux de commander la GADA en cascade avec la boucle de courant en interne. La commande de la vitesse est alors rajoutée dans une boucle externe (figure 8.41).

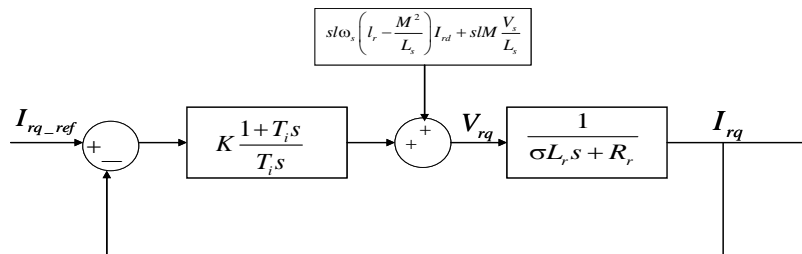


Figure 8.40. Boucle interne de la commande en vitesse de la GADA

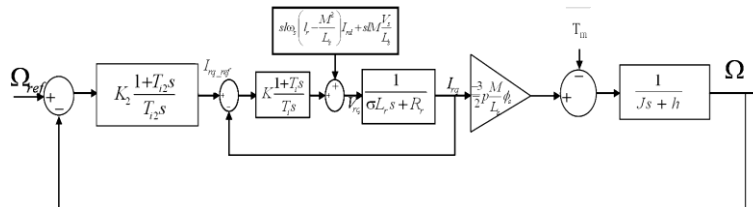


Figure 8.41. Commande en cascade de la GADA

Le principe de la commande en vitesse d'une hydrolienne à axe horizontal est illustré par la figure 8.42. Elle a été testé sur une hydrolienne expérimentale de 1.44 m de diamètre et de 7.5 kW de puissance avec des données de courants de marées issues du site du Raz de Sein [BEN 07]. Ainsi, pour une référence de vitesse issue de la stratégie MPPT, les figures 8.43 et 8.44 illustrent les performances de la commande.

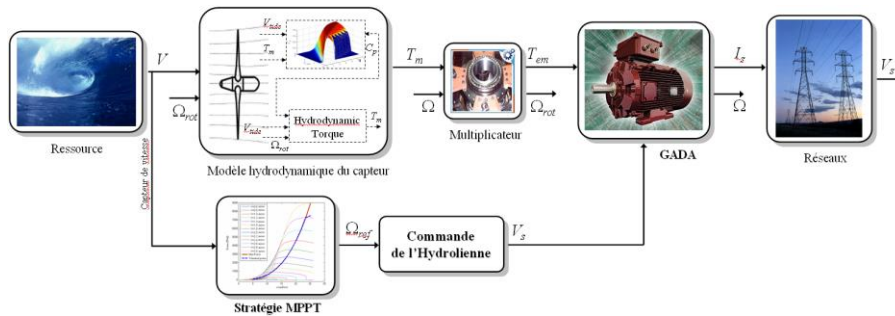


Figure 8.42. Commande en vitesse d'une hydrolienne à axe horizontal

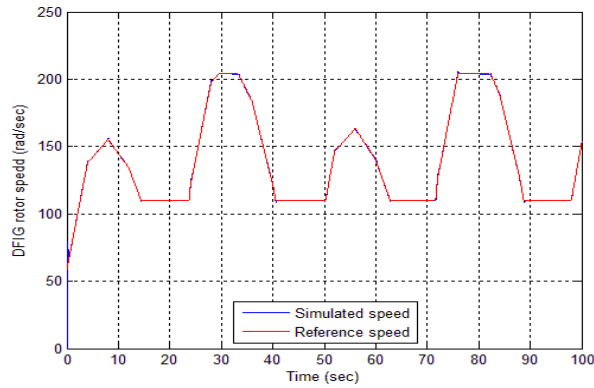


Figure 8.43. Vitesse rotorique de la GADA

8.3.2.2.3. Commande en vitesse d'une hydrolienne équipée d'une GSAP

Classiquement, on adopte un référentiel $d-q$ lié au champ tournant statorique. De plus, pour une GSAP, on a $L_d = L_q$, le couple [8.31] devient :

$$T_{em} = \frac{3}{2} p \phi_m i_q \quad [8.36]$$

Dans ces conditions, le modèle de Park de la GSAP est illustré par la figure 8.45.

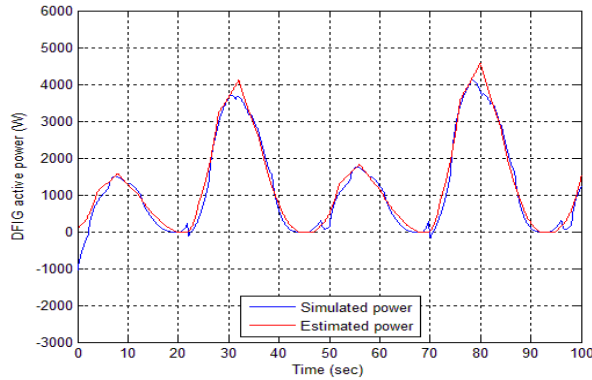


Figure 8.44. Puissance générée par la GADA

La même stratégie de commande peut être aussi adoptée pour une hydrolienne équipée d'une GSAP. En effet, il y a nécessité d'une boucle interne pour le courant i_{rq} et une boucle externe pour la vitesse.

On considérant la même hydrolienne axe horizontal et les mêmes données de courant du site du Raz de Sein, les figure 8.46 et 8.47 illustrent les performances de la commande, pour une référence de vitesse issue de la stratégie MPPT.

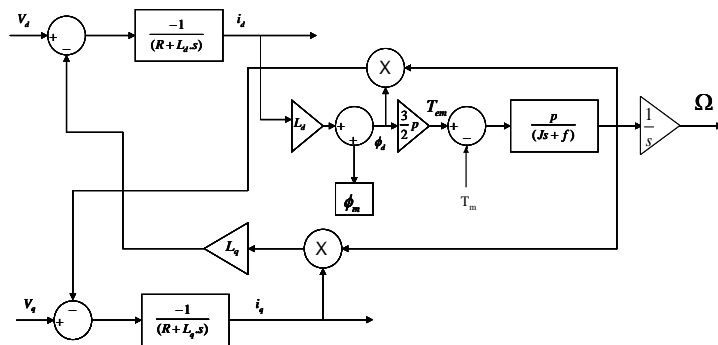


Figure 8.45. Modèle de Park de la GSAP

8.3.2.2.4. Illustration de la commande d'une hydrolienne à axe vertical

Dans ce qui suit nous illustrons, dans le cas d'une hydrolienne à axe vertical, d'autres manière d'aborder la commande ; en particulier la commande de la tension du bus continu. Dans ce cas, celle-ci est assurée par l'onduleur côté génératrice dans le cas d'une alimentation en réseau isolé (mode $V-f$) et par l'onduleur côté réseau dans le cas de l'injection de puissance à un réseau puissant (mode $P-Q$) [AND 08], [AND 09-1], [AND 09-2].

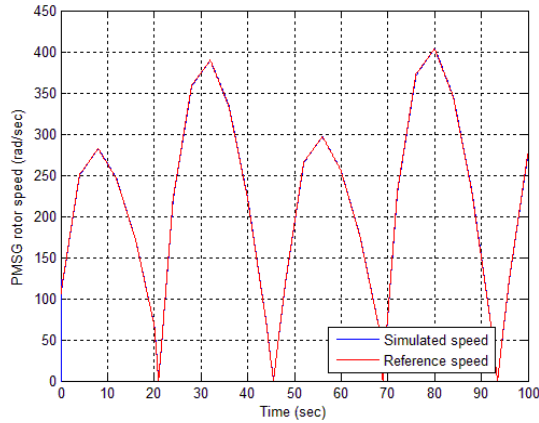


Figure 8.46. Vitesse rotorique de la GSAP

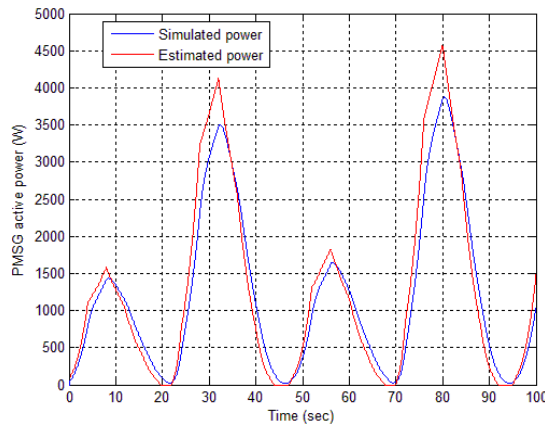


Figure 8.47. Puissance générée par la GSAP

8.3.2.2.4.1. Mode $V-f$

La chaîne énergétique amont va adapter la vitesse de rotation de la turbine Ω de manière à moduler la puissance extraite afin de maintenir la tension du bus continu U_{DC} à une valeur suffisante. Il faut toutefois noter que dans ce cas de réglage, il faut faire attention à se maintenir sur la partie gauche de la courbe en cloche de la turbine (figure 8.37).

8.3.2.2.4.2. Mode $P-Q$

Dans ce cas, la tension U_{DC} est réglée par le courant continu d'entrée de l'onduleur côté réseau. Plusieurs schémas peuvent être envisagés. Dans la figure 8.48, le correcteur de tension (H_{PI}) génère directement la référence de la composante

active du courant injecté au réseau i_{qres} . Dans ce cas, l'onduleur est assimilé à un gain G_{OND} , le bus continu est représenté par le couple de filtrage C_{DC} , R_{DC} , les courants I_{DCred} et I_{DCcond} sont respectivement issus des onduleurs côté génératrice et côté réseau et enfin L_f et R_f désignent le filtre de connexion au réseau dont la tension est ici désignée par v_{res} .

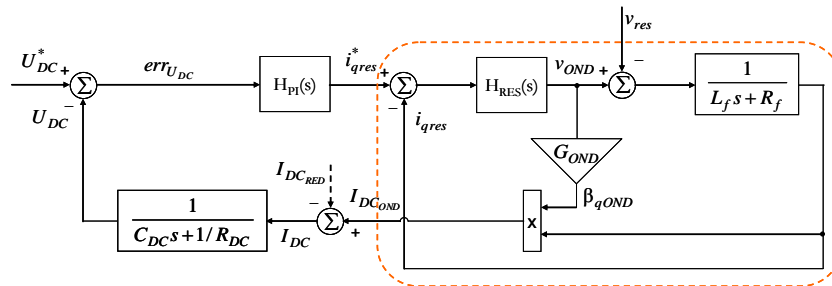


Figure 8.48. Contrôle de la tension du bus continu via l'injection de courant actif au réseau

Les figures 8.49 et 8.50, résument les deux modes de fonctionnement ci-dessus. On y distingue bien les différences au niveau du contrôle de la tension du bus DC et du dissipateur qui y est présent en mode $P-Q$ et qui opère en cas de non possibilité de transfert de l'énergie produite vers le réseau.

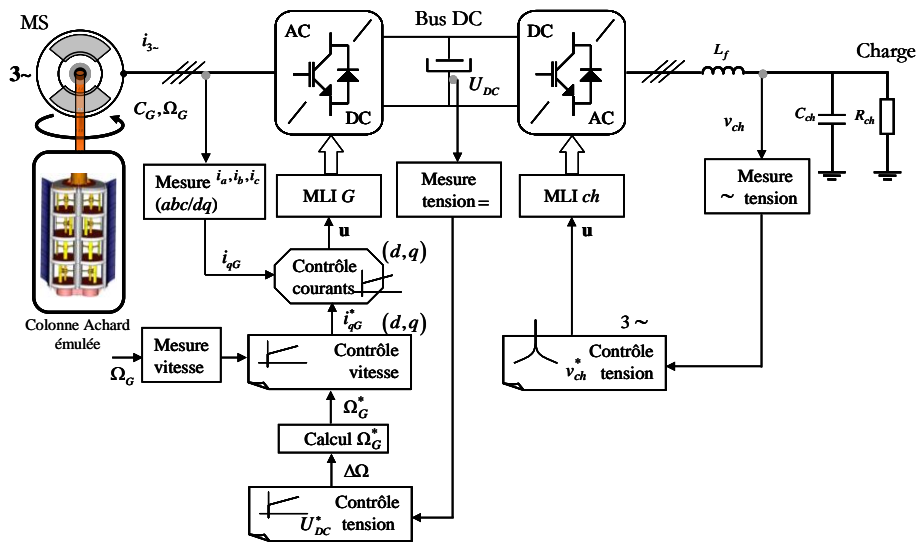


Figure 8.49. Mode $V-f$

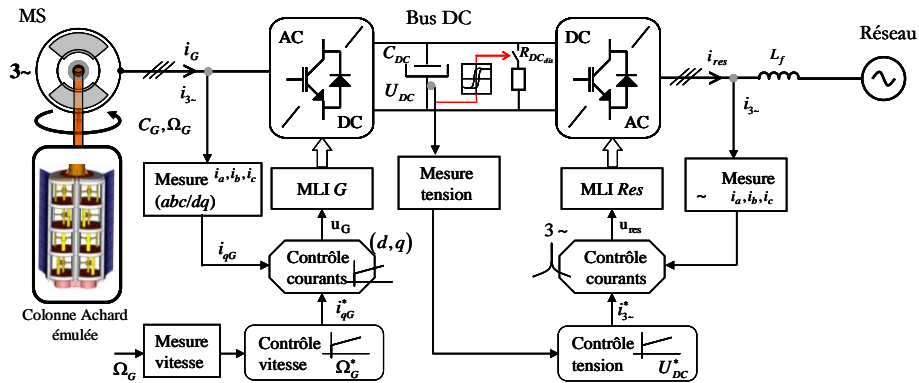


Figure 8.50. Mode P-Q

La transition entre les deux modes est également possible, car contrairement à une éolienne, la régularité des courants de marée peut permettre un fonctionnement en îlot et fonctionner comme une alimentation de secours en cas de perte du réseau. Les transitions s'opèrent facilement. Il faut toutefois bien choisir l'instant de commutation lors de la reprise du réseau afin de maîtriser les transitoires (figure 8.51).

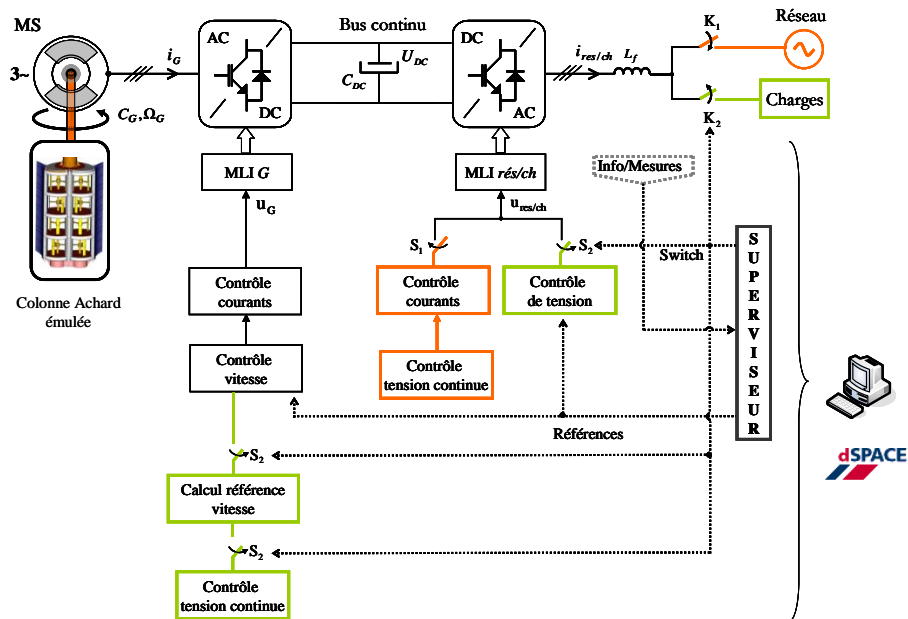


Figure 8.51. Synoptique des lois de commande et pilotage pour la transition P-Q - V-f - P-Q

8.3.2.3. *Eléments de commande avancées*

Dans ce qui vient d'être présenté, des commandes PI, dites classiques, ont été adoptées pour le suivi de la vitesse d'une hydrolienne équipée soit d'une GADA ou d'une GSAP. Ce type de régulateur est bien connu pour sa simplicité pour des références constantes. Toutefois, dans le cas de turbines marines, les signaux de références générés sont variables dans le temps et les courants de marées peuvent être turbulents. Ceci dégradera bien évidemment les performances de la régulation PI.

De plus, dans toute formulation d'un problème de commande, le modèle mathématique développé dans le but d'établir la loi de commande ne reflète pas exactement le processus réel. Ces différences peuvent par exemple être dues à des dynamiques non modélisées, à des variations des paramètres du système ou à une modélisation trop approximative de comportements complexes du processus. On doit néanmoins s'assurer que, malgré toutes ces incertitudes, la loi de commande résultante permet d'atteindre les objectifs prédéfinis. Ceci a conduit donc à un intérêt particulier pour la synthèse de contrôles dits robustes capables de pallier à ce problème. En effet, l'approche par des correcteurs linéaires, du type PID, a vite montré ses limites. En effet, ceux-ci sont soumis à la loi de Bode qui veut que les effets d'amplitude et les effets de phase soient couplés et antagonistes. Par exemple, toute avance de phase, qui est l'effet bénéfique recherché, va de pair avec une augmentation du rapport dynamique. De fait, les possibilités de compensation et d'utilisation de gains élevés s'en trouvent réduites.

Pour palier à ces inconvénients, on peut envisager des techniques non linéaires, telles que les méthodes adaptatives ou de stabilité absolue, mais également la technique des modes glissants. Cette dernière s'inscrit dans la théorie des systèmes à structure variable. Les lois de commande par modes glissants sont réalisées de manière à conduire et contraindre le système à rester dans le voisinage d'une surface de commutation. Il y a deux principaux avantages à une telle approche. Tout d'abord, le comportement dynamique résultant peut être déterminé par le choix d'une surface adéquate. Ensuite, la réponse du système en boucle fermée est totalement insensible à une classe particulière d'incertitudes, ce qui fait de cette méthode une candidate sérieuse dans la perspective de l'élaboration de commandes robustes des systèmes hydroliens. Dans ce contexte, des travaux réalisés sur des hydroliennes à axe horizontal équipées soient de GADA ou de GSAP montrent clairement les avantages et les améliorations obtenues grâce aux modes glissants d'ordre supérieur (ordre 2) en comparaison avec des régulateurs PI [FRI 02], [BEN 10-2], [BEN 11].

Dans le but de réaliser une commande en vitesse variable basée sur la stratégie MPPT, il est nécessaire de générer un couple électromagnétique de référence T_{em-ref} à partir de la vitesse de rotation Ω_{ref} (figures 8.52 et 8.53).

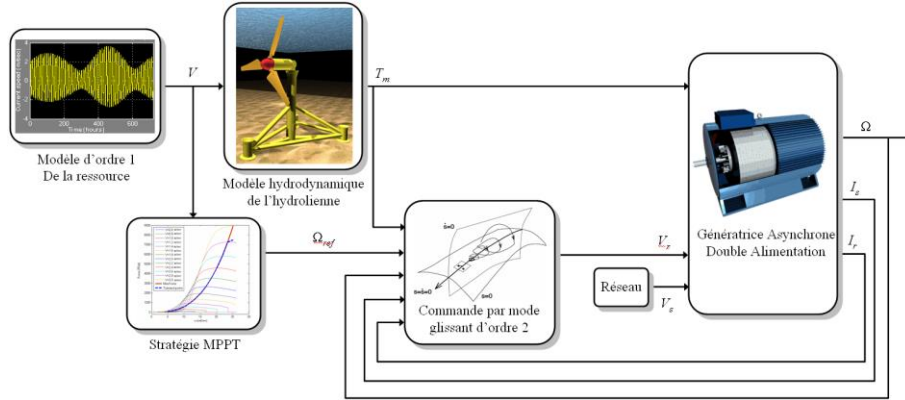


Figure 8.52. Synoptique de la commande en vitesse par modes glissants d'ordre supérieur d'une hydrolienne équipée d'une GADA

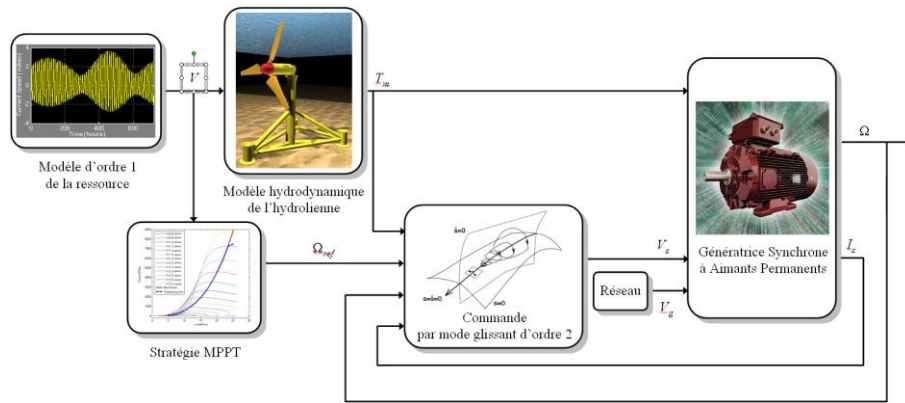


Figure 8.53. Synoptique de la commande en vitesse par modes glissants d'ordre supérieur d'une hydrolienne équipée d'une GSAP

$$T_{em_ref} = T_m + h\Omega - \alpha(\Omega - \omega_{ref}) + J\dot{\Omega}_{ref} \quad [8.37]$$

Ensuite, les surfaces de glissement S_1 et S_2 sont définies de manière à assurer la commande de la vitesse de rotation et de la puissance réactive. La commande de la GADA est décrite par les équations suivantes.

$$\begin{cases} I_{qr_ref} = -\frac{L_s}{pM} \frac{T_{em_ref}}{\phi_{sd}} \\ I_{dr_ref} = \frac{1}{M} \phi_{sd} \end{cases} \quad [8.38]$$

$$\begin{cases} S_1 = I_{dr} - I_{dr_ref} \\ S_2 = I_{qr} - I_{qr_ref} \end{cases} \quad [8.39]$$

$$\begin{cases} \dot{S}_1 = \frac{L_s}{M^2 - L_r L_s} \left(V_{dr} + R_r I_{dr} - \omega_r (L_r I_{qr} + M I_{qs}) - \frac{M}{L_s} V_{ds} \right. \\ \quad \left. - \frac{M R_s}{L_s} I_{ds} + \frac{M}{L_s} \omega_s (L_s I_{qs} + M I_{qr}) \right) - \dot{I}_{dr_ref} \\ \ddot{S}_1 = \varphi_1(t, x) + \gamma_1(t, x) \dot{V}_{dr} \\ \dot{S}_2 = \frac{L_s}{M^2 - L_r L_s} \left(V_{qr} + R_r I_{qr} + \omega_r (L_r I_{dr} + M I_{ds}) - \frac{M}{L_s} V_{qs} \right. \\ \quad \left. - \frac{M R_s}{L_s} I_{qs} - \frac{M}{L_s} \omega_s (L_s I_{ds} + M I_{dr}) \right) - \dot{I}_{qr_ref} \\ \ddot{S}_2 = \varphi_2(t, x) + \gamma_2(t, x) \dot{V}_{qr} \end{cases} \quad [8.40]$$

Les équations [8.41] à [8.43] décrivent quant à eux la commande de la GSAP.

$$\begin{cases} I_{d_ref} = 0 \\ I_{q_ref} = \frac{2}{3} \frac{T_{em}}{p \phi_f} \end{cases} \quad [8.41]$$

$$\begin{cases} S_1 = I_d - I_{d_ref} \\ S_2 = I_q - I_{q_ref} \end{cases} \quad [8.42]$$

$$\begin{cases} \dot{S}_1 = \dot{I}_d - \dot{I}_{d_ref} \\ \ddot{S}_1 = \varphi_1(t, x) + \gamma_1(t, x) \dot{V}_d \\ \dot{S}_2 = \dot{I}_q - \dot{I}_{q_ref} \\ \ddot{S}_2 = \varphi_2(t, x) + \gamma_2(t, x) \dot{V}_q \end{cases} \quad [8.43]$$

Ces deux commandes ont été testé sur la même hydrolienne expérimentale de 1.44 m de diamètre et de 7.5 kW de puissance avec les données de courants de marées issues du site du Raz de Sein [BEN 07]. Ainsi, pour une référence de vitesse issue de la stratégie MPPT, les figures 8.54 et 8.55 illustrent les performances dans le cas d'une GADA.

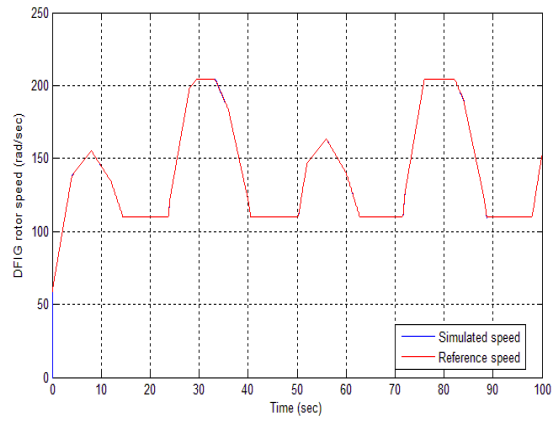


Figure 8.54. Vitesse rotorique de la GADA

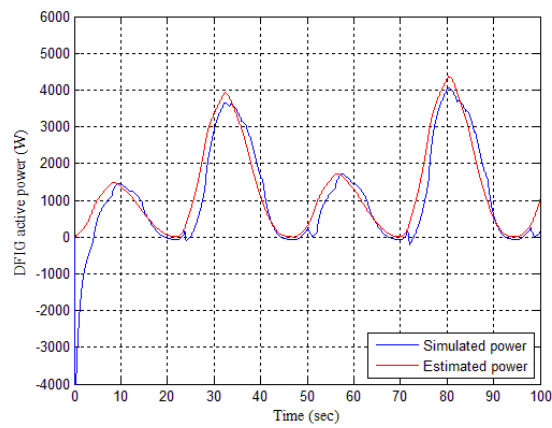


Figure 8.55. Puissance générée par la GADA

Les figures 8.56 et 8.57 illustrent quant à elles les performances de la commande dans le cas d'une GSAP.

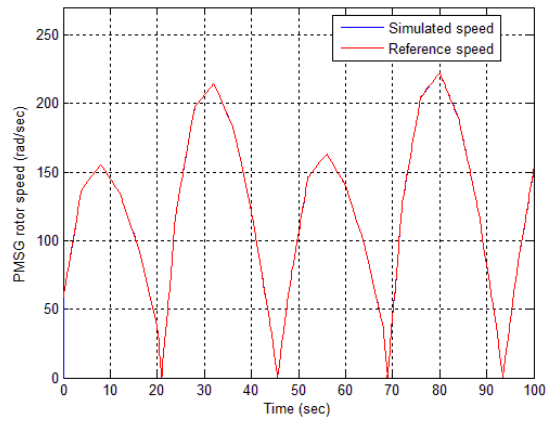


Figure 8.56. Vitesse rotorique de la GSAP

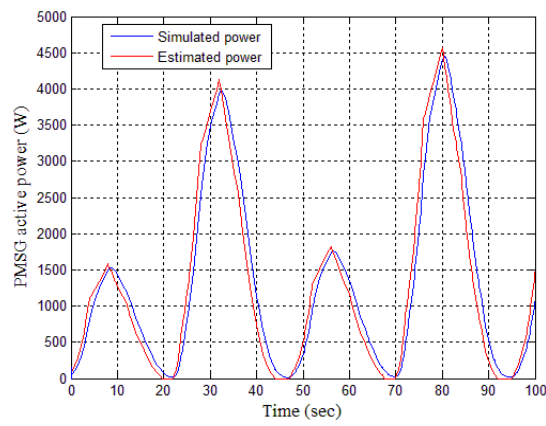


Figure 8.57. Puissance générée par la GSAP

Bibliographie

- [JOH 06] JOHNSTONE C.M. et al., EC FPVI co-ordinated action on ocean energy: A European platform for sharing technical information and research outcomes in wave and tidal energy systems," *Renewable Energy*, vol. 31, pp. 191-196, 2006.
- [EU 96] EU COMMISSION, The exploitation of tidal marine currents, *Report EUR16683EN*, 1996.
- [SAH 06] SAHA U.K. AND JAYA RAJKUMAR M., On the performance analysis of Savonius rotor with twisted blades, *Renewable Energy*, vol. 31, n° 11, pp. 1776-1788, September 2006.
- [KHA 09] KHAN M.J., BHUYAN G., IQBAL M.T. AND QUAIKOE J.E., Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review, *Applied Energy*, vol. 86, n°10, pp. 1823-1835, October 2009.
- [BER 08] BERNITSAS M.M., RAGHAVAN K., BEN-SIMON Y. AND GARCIA E.M.H., VIVACE (Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy): A new concept in generation of clean and renewable energy from fluid flow, *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, vol. 130, n°4, 2008.
- [KIR 05] KIRKE B., Developments in ducted water current turbines http://www.cyberiad.net/library/pdf/bk_tidal_paper25apr06.pdf, 2005.
- [BEN 09-1] BENELGHALI S., On multiphysics modeling and control of marine current turbine systems, *Thèse de Doctorat de l'Université de Brest*, Décembre 2009.
- [BEN 08] BENELGHALI S., DROUEN L., BENBOUZID M.E.H., CHARPENTIER J.F., ASTOLFI J.A. ET HAUVILLE F., Les systèmes de génération d'énergie électrique à partir des courants de marées, *Revue 3EI*, n°52, pp. 73-85, Mars 2008.
- [GLA 35] GLAUERT, H., *Airplane propellers*, in DURAND W.F. ed., *Aerodynamic Theory*, vol. 4, pp. 169-360, Division L, Julius Springer, Berlin, 1935.

- [LEG 08] LE GOURIERES D., *Les éoliennes : Theorie, Conception et Calcul Pratique*, Ed. du Moulin Cadiou, France, 2008.
- [ABB 59] Abbot H. and von Doenhoff, A.E., *Theory of Wing Sections*, Dover Publications, New York, 1959
- [BRO 86] BROCHIER, G., FRAUNIÉ, P., BÉGUIER, C. AND PARASCHIVOIU, I., Water channel experiments of dynamic stall on darrieus wind turbine blades, *Journal of Propulsion*, vol. 2, n°5, pp. 445-449, September-October 1986.
- [PAR 02] PARASCHIVOIU I., *Wind Turbine Design with Emphasis on the Darrieus Concept*, Polytechnic International Press, Montréal, Canada, 2002.
- [LAN 86] LANEVILLE A. AND VITTECOQ P., Dynamic stall: The case of the vertical axis wind turbine, *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 108, pp. 140-145, 1986.
- [MAC 72] MC CROSKEY W.J., Dynamic stall on airfoils and helicopters rotors, *AGARD Paper*, n°R595, 1972.
- [WOR 78] WORSTELL M.H., *Aerodynamic Performance of the 17-m Diameter Darrieus Wind Turbine*, Sandia Report AND78-1737 1, September 1978.
- [AME 09] AMET E., Simulation numérique d'une hydrolienne à axe vertical de type Darrieus, *Thèse de Doctorat de l'Institut Polytechnique de Grenoble et de l'Université Technique de Constructions de Bucarest*, mai 2009.
- [HUN 88] HUNT, J.C.R., WRAY A.A. AND MOIN, P., Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows, *CTR-S88*, pp. 193-208, 1988.
- [HAM 93] HAMMONS T.J., Tidal power, *Proc. IEEE*, vol. 3, n°8, pp. 419-433, March 1993.
- [BRY 04] BRYDEN I.G. et al., Choosing and evaluating sites for tidal current development, *Proc. IMechE, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 218, n°8, pp. 567-578, 2004.
- [BEN 07] BENELGHALI S., BALME R., LE SAUX K., BENBOUZID M.E.H., CHARPENTIER J.F. AND HAUVILLE F., A simulation model for the evaluation of the electrical power potential harnessed by a marine current turbine, *IEEE Journal on Oceanic Engineering*, vol. 32, n°4, pp. 786-797, October 2007.
- [BEN 10-1] BENELGHALI S., BENBOUZID M.E.H. AND CHARPENTIER J.F., Modeling and control of a marine current turbine driven doubly-fed induction generator, *IET Renewable Power Generation*, vol. 4, n°1, pp. 1-11, January 2010.
- [BEN 09-2] BENELGHALI S., BENBOUZID M.E.H. AND CHARPENTIER J.F., Marine tidal current electric power generation technology – A review, *Electromotion*, vol. 16, n°3, pp. 155-166, July-September 2009.
- [BEN 10-2] BENELGHALI S., BENBOUZID M.E.H. AND CHARPENTIER J.F., Comparison of PMSG and DFIG for marine current turbine applications, in *Proceedings of ICEM'10 (International Conference on Electrical Machines)*, Rome (Italy), pp. 1-6, September 2010.
- [AMI 09] AMIRAT Y., BENBOUZID M.E.H., AL-AHMAR E., BENSACKER B. AND TURRI S., A brief status on condition monitoring and fault diagnosis in wind energy conversion systems, *Elsevier Renewable & Sustainable Energy Reviews*, vol. 3, n°9, pp. 2629-2636, December 2009.

[DRO 10] DROUEN L., Machines électriques intégrées à des hélices marines : Contribution à une modélisation et conception multi-physique, *Thèse de Doctorat ENSAM ParisTech*, Décembre 2010.

[AND 09-1] ANDREICA M., Optimisation énergétique de chaînes de conversion hydroliennes, modélisation, commandes et réalisations expérimentales, *Thèse de Doctorat de l'Institut Polytechnique de Grenoble*, juillet 2009.

[AND 09-2] ANDREICA M., BACHA S., ROYE D., MUNTEANU I., BRATCU A.I., GUIRAUD J., Stand-alone operation of cross-flow water turbines, in *Proceedings of the 2009 IEEE ICIT*, Churchill (Australia), pp. 1-6, February 2009.

[AND 08] ANDREICA M., BACHA S., ROYE D., Exteberria-Otadui I., Micro-hydro water Current turbine control for grid connected or islanding operation, in *Proceedings of the 2008 IEEE PESC*, Rhodes (Greece), pp. 952-962, June 2008.

[FRI 02] FRIDMAN L. AND LEVANT A., *Sliding Mode Control in Engineering*, Marcel Dekker, Inc., 2002, Chap. 3 Higher Order Sliding Modes, pp. 53-101.

[BEN 10-2] BENELGHALI S., BENBOUZID M.E.H., AHMED-ALI T. AND CHARPENTIER J.F., High-order sliding mode control of a marine current turbine driven doubly-fed induction generator, *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, vol. 35, n°2, pp. 402-411, April 2010.

[BEN 11] BENELGHALI S., BENBOUZID M.E.H., CHARPENTIER J.F., AHMED-ALI T. AND MUNTEANU I., Experimental validation of a marine current turbine simulator: Application to a PMSG-based system second-order sliding mode control, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 58, n°1, pp. 118-126, January 2011.