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/10985/9621

To cite this version :

Laurent DROUEN, Jean-Frederic CHARPENTIER, Jacques Andre ASTOLFI, Eric SEMAIL, Frederic HAUVILLE, Stephane CLENET - Modélisation couplée multiphysique d'une hydrolienne RIM-DRIVEN - La Houille Blanche - Revue internationale de l'eau n°1, p.14-21 - 2015

Any correspondence concerning this service should be sent to the repository Administrator : scienceouverte@ensam.eu

MODELISATION COUPLEE MULTI PHYSIQUE D'UNE HYDROLIENNE RIM-DRIVEN

A multi physical approach for the design of RIM-DRIVEN Tidal Turbines

L. Drouen[1], J.F. Charpentier[1], F. Hauville[1], JA Astolfi[1], E. Semail[2] et S. Clenet[2]

[1] IRENav, Ecole Navale, Ecole Navale BRCM BREST -29240 BREST Cedex 9 email : jean-frederic.charpentier@ecole-navale.fr

[2] L2EP Lille , Arts et Métiers Paris Tech, Centre de LILLE, 8 bd Louis XIV, 59046 LILLE

Résumé : Le travail présenté concerne le développement d'une méthodologie de conception de systèmes hydroliens innovants de type RIM-DRIVEN pour la récupération de l'énergie des courants de marée. L'originalité d'un système RIM-DRIVEN réside dans la structure même de l'hydrolienne, inspirée directement des nouveaux systèmes de propulsion navale, où le rotor et le stator sont placés en périphérie de l'hélice et protégés par une tuyère, l'entrefer étant immergé. Au sein d'une structure de type RIM-DRIVEN les phénomènes électromécaniques, thermiques et hydrodynamique sont intimement couplés. Du fait du très fort couplage des phénomènes physiques au sein du système, cette méthodologie associe au sein d'un même environnement d'optimisation des modèles électromagnétiques et thermiques spécifiques de la génératrice avec des modèles hydrodynamique des performances de l'hélice et de l'écoulement dans l'entrefer. L'approche proposée est illustrée par une étude de cas qui concerne une machine de 10m de diamètre destinée à être implantée dans le Raz de Sein. Les modèles ont été validés par des résultats issus d'une campagne expérimentale sur un démonstrateur dédié.

Mots-clefs :RIM-DRIVEN, Hydrolienne, Génératrice, Turbine, conception, modélisation

Abstract :Tthis paper deals with the study of an unconventional design of marine tidal turbine where the electrical generator is located in the periphery of the blades and where the magnetic gap is underwater. This kind of solution called "RIM DRIVEN" structure allows increasing the compactness and the robustness of the system. Due to the strong interaction of the multi physical phenomena, an electromagnetic model and a thermal model of the PM generator are associated with a hydrodynamic model of the blades and of the water flow in the underwater air gap. These models are used in a global coupled design approach in order to optimize, under constraints, the global efficiency of the system. This approach is illustrated in a case study which deals with the design of a 10m diameter tidal turbine. Proposed coupled models are validated by comparison with experimental data from the tests of an academic low power demonstrator.

Key-words : modeling, design, turbine, PM generator, RIM-DRIVEN systems, tidal turbine

I INTRODUCTION

Une turbine dite RIM-DRIVEN est une turbine associant en entrainement direct une hélice marine et une génératrice à aimant permanents pilotée par un variateur de vitesse (électronique de puissance).

Dans une telle turbine les parties actives de la génératrice sont situés dans une tuyère qui entoure les pales d'une turbine à axe horizontal comme sur la Fig. 1. Le rotor de la génératrice est alors l'hélice elle même. Ces types de systèmes ont été testés avec succès pour la propulsion navale [Krøvel, 2004], [Lea, 2003] et pour les turbines hydroliennes [Ben Elghali, 2008]. Ce type de solution permet 'a priori' de minimiser le volume des parties actives et de maximiser la compacité et la robustesse du système [Drouen, 2007]. L'utilisation d'une turbine carénée, permet également d'augmenter l'efficacité hydrodynamique, et de minimiser les vibrations et les phénomènes de cavitation ainsi que d'améliorer la protection des pales.

C'est pourquoi ce type de système peut être une solution attractive pour atteindre les objectifs de conception d'une turbine marine dédiée à la production d'énergie à partir des courants de marées. Ce type de concept a part exemple été retenu par la société OPENHYDRO qui associée avec DCNS et EDF met en place des essais à échelle industrielle de ces systèmes sur le site de Paimpol-Bréhat en France.

Afin de minimiser les problèmes d'étanchéité (les systèmes classiques ont besoin d'un joint rotatif) et d'améliorer le comportement thermique du générateur, on peut envisager d'utiliser un entrefer immergé. Dans ce cas, les surfaces du stator et du rotor doivent être couvertes, avec une couche de revêtement spécifique (par exemple une résine polymère spécifique) afin d'isoler les parties actives de l'eau de mer. Cette couche de revêtement apparaît en jaune dans la figure 1 et conduit à une augmentation significative de la valeur de l'entrefer (distance entre l'aimant et le fer du stator).

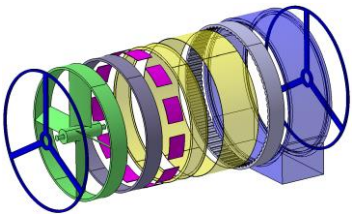

Figure 1 : Principe d'un système RIM-DRIVEN

Dans ce genre de système, les principaux phénomènes physiques sont liées à l'électromagnétisme, les transferts de chaleur (comportement électromécanique et thermique du générateur) et à la mécanique des fluides (performances des pales et comportement de l'écoulement dans l'entrefer immergé). On peut noter que d'autres phénomènes sont également liés à la déformation de la structure mécanique liée aux efforts hydrodynamiques et aux forces magnétiques. Ces phénomènes de déformation ne sont pas modélisés dans ce travail, mais peuvent être une contrainte forte pour la conception de la structure du système et le choix des matériaux. C'est pourquoi certaines contraintes fortes sur les dimensions géométriques sont introduites dans le processus de conception. Les principaux phénomènes qui sont considérés et modélisés dans cette étude sont ainsi la conversion hydraulique, la conversion électromécanique, les phénomènes liés aux pertes visqueuses dans l'entrefer et les échanges thermiques.

La manière classique de concevoir une association hélice/machine électrique est de concevoir séparément et successivement la turbine et la machine électrique. Dans cette approche classique, les pales de la turbine sont conçues dans un premier temps et le meilleur générateur, pour le point nominal de la turbine, est déterminé dans un second temps.

Cependant les phénomènes qui se produisent dans un système RIM-DRIVEN peuvent avoir une influence contradictoire sur le comportement du système global lorsque les principaux paramètres de conception varient. Par exemple, l'augmentation de la valeur de l'entrefer permet de réduire les pertes visqueuses dans l'entrefer immergé, pour une même vitesse de rotation, toutefois, une valeur élevée de l'entrefer est un facteur très pénalisant pour le comportement électromécanique du générateur. Le choix de la vitesse nominale du système doit également être un compromis entre les performances hydrodynamiques des pales et les contraintes électromagnétiques sur la conception de la machine liée à la fréquence électrique. Ces deux exemples permettent de comprendre que la conception d'un système RIMDRIVEN n'est pas un problème simple et peut difficilement être envisagé par l'approche classique [Drouen, 2012]. C'est pourquoi nous proposons afin de dimensionner de manière optimale un système RIM-DRIVEN d'utiliser une approche où les modèles liés aux différents domaines sont directement couplés au sein d'une démarche de conception globale. Dans ce cas la géométrie de la turbine et du générateur sont calculés ensemble dans le même temps.

II DESCRIPTION DES MODELES DE CONCEPTION

Les modèles que nous avons choisi d'intégrer dans cette approche sont les suivants : modèles hydrodynamiques (conversion hydromécanique de l'hélice, viscosité dans l'entrefer immergé), modèle électromagnétique (conversion électromécanique et pertes de la machine électrique), modèle thermique (échanges thermiques machine / eau). La figure 3 montre, de manière schématique, la structure des modèles ainsi que leurs interactions dans le cadre d'un dimensionnement du système.

Dans ce schéma, le cahier des charges est associé aux vitesses nominales de courant (vitesses correspondant aux points de dimensionnement du système). Les paramètres de conception sont les paramètres géométriques de la génératrice et des pales et la vitesse de rotation de la turbine. Les contraintes sont liées aux contraintes géométriques (mécanique, usinage, etc), à des contraintes liées aux matériaux magnétiques (niveau d'induction, démagnétisation, fréquence électrique, etc.), et à des contraintes thermiques (température maximale). La méthode d'optimisation utilisée consiste en une estimation systématique des paramètres de conception dans un processus itératif pour trouver le meilleur compromis en termes d'efficacité globale. Cette méthode systématique a été préférée à des méthodes d'optimisation plus élaborées parce que les modèles que nous avons utilisés sont analytiques et relativement simples. Cette simplicité permet d'utiliser une telle méthode dans un processus itératif avec un temps de calcul raisonnable (de l'ordre de quelques heures sur un ordinateur personnel standard).

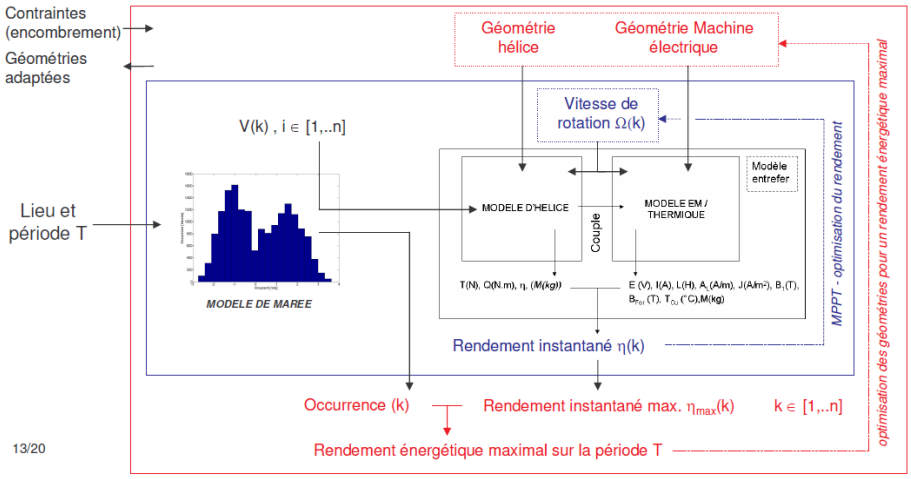

Figure 2: Principe de dimensionnement du système

II.1 MODELE ELECTROMECANIQUE

La machine électrique est supposée être reliée à un convertisseur à Modulation de Largeur d'Impulsion (MLI) utilisant des transistors de puissance de type IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor). Ce convertisseur assure une conversion alternatif/alternatif (double pont à IGBT) qui permet de contrôler les courants dans la machine. Dans le modèle utilisé, nous supposons que les courants dans les enroulements de machines électriques sont sinusoïdaux, de sorte que le couple électromagnétique moyen peut être exprimé comme suit :

$$C_{EM} = \sqrt{2}.k_{w1}.A_L.B_1.(\pi.D^2.L/4).\cos\psi \tag{1}$$

où k_{b1} est le facteur de bobinage au premier harmonique, A_L *(A / m)* est la densité linéique de courant électrique, B_1 *(T)* est la valeur de crête du fondamental de l'induction créée par les aimants à la surface de stator, *L (m)* est la longueur axiale de la machine et *D(m)* son diamètre d'alésage. ψ (°) est l'angle électrique entre le courant stator et la force électromotrice induite par le rotor qui est maintenu à 0 dans notre étude. Le calcul de l'induction créé par les aimants est dérivé d'un modèle 2D [Zhu, 1993] qui résout les équations de champ magnétique dans l'entrefer, en séparant les variables polaires et radiales. Cette solution permet l'expression du premier harmonique de l'induction créée par les aimants, B_1. On peut ainsi déterminer les performances électromécaniques de la machine à partir de ces dimensions géométriques, des caractéristiques des matériaux et de la densité linéique de courant, A_L,. L'équation (1) permet de relier le modèle électromécanique au modèle de performance hydrodynamique des pales de la turbine qui permet de calculer le couple hydrodynamique fourni par la turbine, Q. On peut ainsi lier ces deux couples en tenant compte des pertes hydrodynamiques de l'entrefer immergé (calcul du couple lié à la viscosité, Tv) et des pertes fer, P_{Fe} dans le générateur, qui sont principalement provoqué par la rotation du rotor.

$$C_{EM} = Q - P_{Fe} / \Omega - C_v \tag{2}$$

D'autres contraintes sont également ajoutées à ce modèle. Les hauteurs minimales des culasses du rotor et du stator ainsi que la proportion minimale de dents sont choisies de telle sorte que l'induction dans le fer soit inférieure à une valeur maximale (qui correspond à la limite de saturation magnétique du matériau). Une autre contrainte concerne la valeur minimale de la hauteur de l'aimant. Cette valeur minimale est limitée par des considérations de démagnétisation en prenant en compte les champs magnétiques créés par les aimants et les bobinages. Des contraintes supplémentaires sont également introduites pour assurer l'intégrité mécanique de la structure et contraignent les dents et les aimants à respecter un facteur de forme minimal.

Les pertes électromagnétiques sont calculées pour chaque ensemble de paramètres de conception. Ces pertes permettent d'estimer le rendement du générateur et permettent aussi de relier le modèle EM, et le modèle de performance de la turbine hydrodynamique (eq (2)). Elles sont également des grandeurs d'entrée du modèle thermique. Les pertes de fer, sont calculés grâce aux estimations classiques de pertes spécifiques p_{FE} (W / kg) par unité de masse dans chaque partie du circuit magnétique du stator.

$$p_{Fe} = p_{Fe_o}.(f / f_o)^b (B_{Fe} / B_{Feo})^c \tag{3}$$

où f *(Hz)* et B_{FE} *(T)* sont respectivement la fréquence électrique et l'induction dans le fer, P_{FEO} *(W / kg)* est la valeur des pertes fer par unité de masse à une fréquence f_o donnée pour une induction B_{Feo}. Des valeurs typiques correspondant des tôles d'acier magnétique Fe-Si sont utilisées ici ($b = 1{,}5$ *et* $c = 2{,}2$). Les pertes par effet Joule sont estimées à partir de la valeur calculée de la résistance des bobines ($R_b = R_a + R_{ew}$). Cette valeur est calculée à partir de la connaissance de la géométrie de l'encoche, du facteur de remplissage en cuivre et tiennent compte de la contribution des parties actives (R_a) et des têtes de bobines (R_{ew}).

$$P_{Cu} = 3.(R_a + R_{ew}).I^2 \tag{4}$$

II.2 MODELE THERMIQUE

Le modèle thermique utilisé est basé sur un réseau de résistances thermiques, établi en régime permanent pour un pas d'encoche. Ce réseau est présenté à la figure. 3. Une contribution originale de l'étude du transfert de chaleur dans notre cas, consiste à considérer le transfert de chaleur par l'entrefer qui contribue de manière significative au refroidissement du générateur. Les expressions détaillées des 13 résistances thermiques du réseau de la Fig. 3 ne figurent pas dans ce document pour des raisons de clarté et de synthèse.Toutefois, les valeurs de résistance thermique sont directement dérivées des équations classiques de transfert de chaleur par des modèles classiques qui ont été établis pour les machines électriques comme dans [Grauers, 1996] et sont données dans [Drouen, 2010].

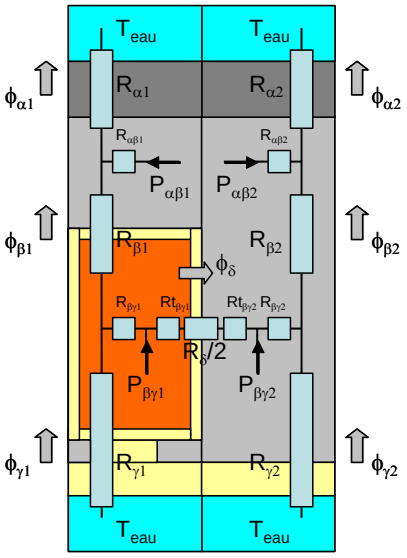

Figure 3 : Schéma thermique considéré (sur un pas d'encoche)

Deux modes de transfert sont envisagés: la conduction qui se produit dans les parties solides et la convection qui apparaît entre les surfaces internes ou externes du stator et l'eau de mer. Les conductivités thermique fer, du cuivre et du revêtement sont établies à partir de données constructeur. L'encoche est considérée à un matériau homogène avec une conductivité thermique équivalente.

Les échanges de chaleur par convection sont modélisés avec une résistance de surface

$$R_{cv} = (hS_h)^{-1} \tag{5}$$

Où S_h est la surface d'échange thermique et h est le coefficient de transfert convectif. Le coefficient de convection à la surface externe du stator est évalué à partir du cas classique de l'écoulement le long d'une surface plane. En ce qui concerne l'entrefer, un modèle décrivant un écoulement forcé dans un espace annulaire est utilisé: le nombre de Nusselt correspondant est alors calculé grâce à la formule suivante

$$N_{Nu} = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4} (D/D_e)^{0.14} \tag{7}$$

où R_e est le nombre de Reynolds et P_r est le nombre de Prandtl. Le coefficient de convection au niveau de l'entrefer, h_{gap}, est alors :

$$h_{gap} = N_{Nu} \lambda_w / 2h_g \tag{6}$$

où λ_w est la conductivité thermique de l'eau.

Ce modèle thermique permet de calculer les températures dans les différentes parties du générateur et d'introduire une contrainte sur le niveau de température maximum atteint dans la machine dans le processus de conception globale.

II.3 MODELE HYDRODYNAMIQUE DE L'ECOULEMENT DANS L'ENTREFER

Ce modèle qui prend en compte les effets de la viscosité liés à l'écoulement de l'eau dans l'entrefer mécanique, est basé sur l'étude du cas de l'écoulement turbulent établi entre deux plaques planes. Dans ce modèle, l'influence de l'écoulement axial et de la courbure sont négligés. Nous considérons le cas d'une plaque en mouvement avec une vitesse relative, Ve, par rapport à l'autre (ici Ve = ΠND/60) où N est la vitesse de rotation de la turbine en tours par minute. Dans ce cas, le nombre de Reynolds local peut être calculé comme suit.

$$R_e = \frac{V_e.D_h}{\nu_{eau}} \tag{7}$$

Où ν_{eau} est la viscosité est de l'eau et D_h est un diamètre hydraulique caractéristique (ici ce diamètre est égal à l'entrefer mécanique). Dans ce cas, l'expression suivante de la référence [Vrancik, 1968] relie le coefficient de frottement, C_d au nombre de Reynolds.

$$1/\sqrt{C_d} = 2.04 + 1.768\ln(\mathrm{Re}_e\sqrt{C_d}) \tag{8}$$

La détermination du coefficient Cd nous permet de calculer l'expression des pertes visqueuses, P_v (et du couple de frein correspondant, C_v) dans l'entrefer

$$P_v = C_d \pi D L \rho_w V_e^3 / 2 = \mathrm{C_v}.2\pi N / 60 \tag{9}$$

ρ_w est la densité de l'eau et C_v est le couple en rapport avec les phénomènes visqueux dans l'entrefer.

Ce modèle nous permet d'introduire la contribution des pertes visqueuses dans l'équation (2) et de relier les modèles de pertes aux modèles de performance électromécanique de la génératrice et hydrodynamique de la turbine.

II.4 MODELE DE PERFORMANCE HYDRODYNAMIQUE DE LA TURBINE.

Le modèle, qui est utilisé, afin de déterminer les performances hydrodynamiques de la turbine à partir des caractéristiques géométriques des pales et des conditions d'écoulement, est une extension du modèle de disque-hélice de Rankine-Froude. Ce modèle est appelé méthode «Blade Element Momentum " (BEM). Il est utilisé classiquement pour la modélisation des pales d'éoliennes. Il a également été utilisé pour modéliser le comportement des hydroliennes [Bahaj, 2007],[Benelghali, 2007] et a été validé dans ce cas avec des données expérimentales. Il est décrit de manière détaillé dans la littérature et dans [Drouen, 2010]. C'est pourquoi nous ne le décrirons ici que très succinctement. Dans la méthode BEM, la vitesse du fluide sur chaque partie de la pale est censée être seulement dépendante du rayon local des pales, r, de la vitesse de la pale et de sa géométrie. C'est pourquoi le disque hélice est divisé en un ensemble de petits éléments coaxiaux annulaires. Pour chaque élément de pale (caractérisé par une position radiale, r, et une épaisseur, dr), la vitesse du fluide est modifiée par le profil tournant. Cette modification est prise en compte par l'introduction de deux facteurs d'induction axial et tangentiel a et b. La méthode BEM permet pour chacun des éléments de pales de déterminer de manière itérative ces facteurs d'induction à partir de l'expression des forces axiales et ortho-radiales qui s'exercent sur le profil. On peut alors facilement en déduire les performances globales de la turbine en termes de couple et de trainée pour un point de fonctionnement donné (vitesse de rotation et vitesse de fluide données). Cette méthode nécessite néanmoins la connaissance des coefficients de trainée et de portance du profil utilisé en fonction du nombre de Reynolds local et de l'angle d'attaque. Il est donc nécessaire de disposer a priori des ces caractéristiques de profil qui sont en général déterminées par des essais expérimentaux. Ainsi pour un profil donné et une géométrie de pale donnée (type de profil, loi de vrillage, loi d'épaisseur, loi de corde), la méthode BEM permet d'évaluer de manière rapide les performances d'une turbine pour un point de fonctionnement donné (vitesse de rotation et de fluide).

III EXEMPLE DE DIMENSIONNEMENT

Nous prendrons ici l'exemple d'une hydrolienne de grand diamètre, à l'image des prototypes préindustriels développés ces dernières années à travers le monde. L'exemple proposé est destiné à être implanté dans le Raz de Sein, en Bretagne, zone reconnue en France pour ses très forts courants. Le diamètre de l'hélice est fixé à 10m. La ressource au niveau du point d'implantation est décrite au moyen de données statistiques relevées dans le Raz de Sein au cours d'une année (figure 4). Cet histogramme présente pour 5 intervalles de

valeur de courant marin les occurrences en heures correspondant à ces intervalles. La valeur moyenne annuelle du courant, exprimée en valeur absolue, est d'environ 1,345 m/s. L'ensemble des vitesses, négatives ou positives en fonction du sens de la marée, est ramené à des valeurs absolues. Le nombre d'intervalles de valeurs de l'histogramme a été volontairement diminué afin de rendre les calculs plus rapides et la présentation des résultats plus claire. Cependant la méthode est bien sûr applicable à un des intervalles plus fins (et donc à un nombre de données plus grand).

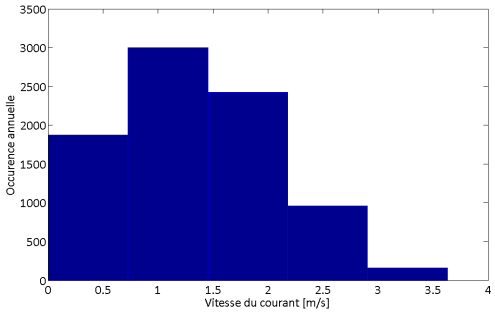

Figure 4 : Histogramme des valeurs absolues des vitesses sur 1 an

Le profil choisi pour les pales de l'hélice est un profil de type NACA018 qui est totalement caractérisé dans les gammes qui nous intéresse. Par souci de simplicité, il sera maintenu identique sur toute la longueur de la pale bien que le modèle BEM permette d'envisager toute sorte de combinaison de profils le long d'une pale. L'hélice comporte cinq pales identiques dont la corde reste constante et prise égale à 1/8ème du rayon d'hélice. Les paramètres de dimensionnement pouvant varier lors du processus d'optimisation sont les dimensions de la machine électrique (L, p, e_a, p_{eno}, k_{dent}, β, k_r, e, e_{cul}.) présentées à la figure 5 et la loi de vrillage de l'hélice. Les contraintes imposées au niveau de la machine électrique sont présentées dans le tableau 1

Epaisseur de la jante (interface hélice/ culasse)	e_j=0.100 m
Epaisseur des becs	e_{bec}=0.010 m
Longueur axiale des têtes de bobine	L_{droit}=0.010 m
Proportion d'ouverture des becs	p_{ouv}=0.50

Tension maximale du bus continu	V_{DCmax} = 600 V
Fréquence maximale de porteuse	f_{MLI} = 2 kHz
Induction maximale dans le fer	$B_{fer(max)}$ = 1.4 T
Epaisseur d'entrefer mécanique minimale	$e_{meca(min)}$ = 0.100 m
Epaisseur d'aimant minimale	$e_{a(min)}$ = 0.003 m
Ratio max. longueur de tuyère / diamètre hélice	k_{tuy_z} = 0.20
Ratio max. épaisseur de tuyère / diamètre hélice	k_{tuy_r} = 0.05
Coefficient de forme des dents	R_{dent} = 5
Coefficient de forme des aimants	R_a = 0.6
Coefficient de remplissage maximal des encoches	$k_{r(max)}$ = 0.60
Fréquence électrique maximale	$f_{elec(max)}$ = 150 Hz
Ratio maximum Couple de détente / Couple à l'arbre	$C_{d1}/Q_{(max)}$ = 0.02
Température maximale des conducteurs	T_{cmax} = 130 °C

Tableau 1: Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine

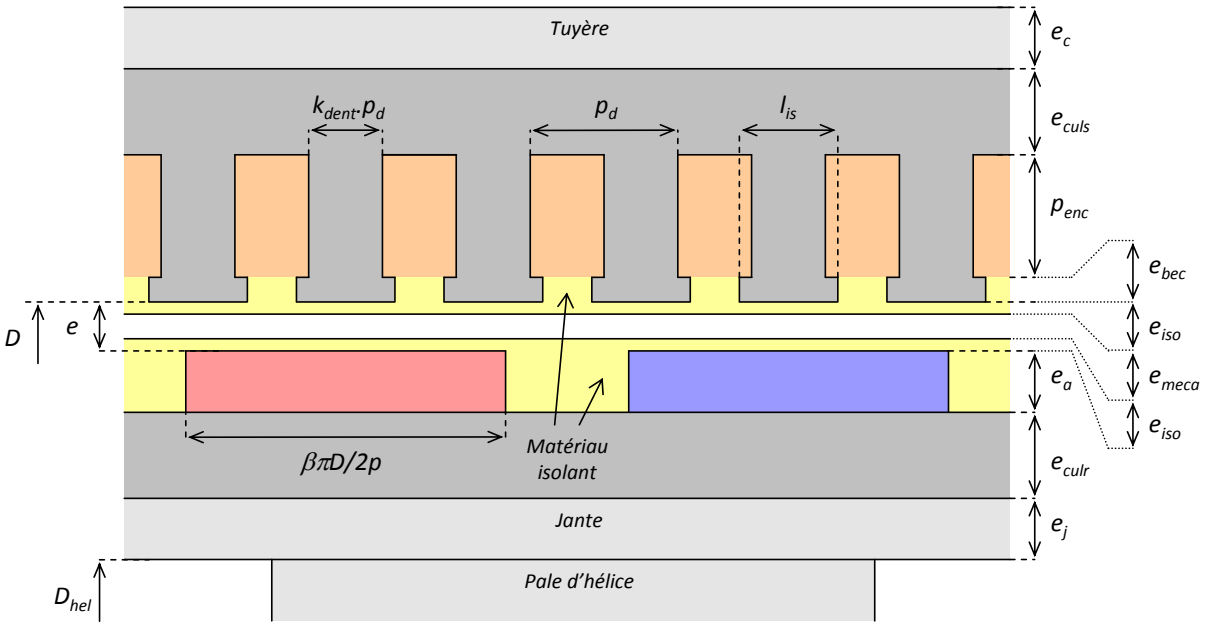

Figure5 : Section de la machine électrique dans un plan normal à l'axe de rotation sur une largeur bipolaire (1 encoche par pole et par phase)

La loi de vrillage de l'hélice suit la loi définie par l'équation (10).

$$\phi_o(r/R) = \tan^{-1}\left(\frac{f(r/R)}{\lambda_o.r/R}\right) - \alpha_o \qquad (10)$$

avec $f(r/R)$ polynôme de degré 2 en r/R

$$f(r/R) = k_o + k_1.r/R + k_2.(r/R)^2$$

et λ_o coefficient d'avance de référence

α_o angle d'attaque de référence

. Pour des raisons de simplicité de raisonnement et de rapidité de calcul, seuls les principaux paramètres de la loi de vrillage, à savoir λ_o et α_o, sont considérés variables. Les paramètres k_1 et k_2, dont les effets sont secondaires, sont maintenus constants comme suit : $[k_1 ; k_2] = [0 ; 0]$.

Pour chaque jeu de paramètres de dimensionnement et chaque vitesse de courant le point de fonctionnement de l'ensemble hélice génératrice est alors optimisé pour extraire le maximum de puissance.

L'objectif est ici de faire varier les paramètres de dimensionnement dans la limite des contraintes afin de maximiser le coefficient de puissance global qui peut être calculé selon la formule (11). Ce coefficient de puissance prend en compte en plus du coefficient de puissance hydrodynamique de l'hélice le rendement de la génératrice.

$$\mathrm{Cpg}(\bar{\lambda}) = \left(\sum_{k=1}^{N_v} .(O_{cck}.P(V_{ok}))\right) \Big/ \left(\sum_{k=1}^{N_v} (\frac{1}{2} * \rho.A.O_{cck}.V_{ok}^3)\right) \qquad (11)$$

O_{ckk} est le nombre d'heure correspondant à l'intervalle centré en la valeur de vitesse de courant V_{ok}. A est la surface balayée par la turbine et ρ la densité de l'eau de mer.

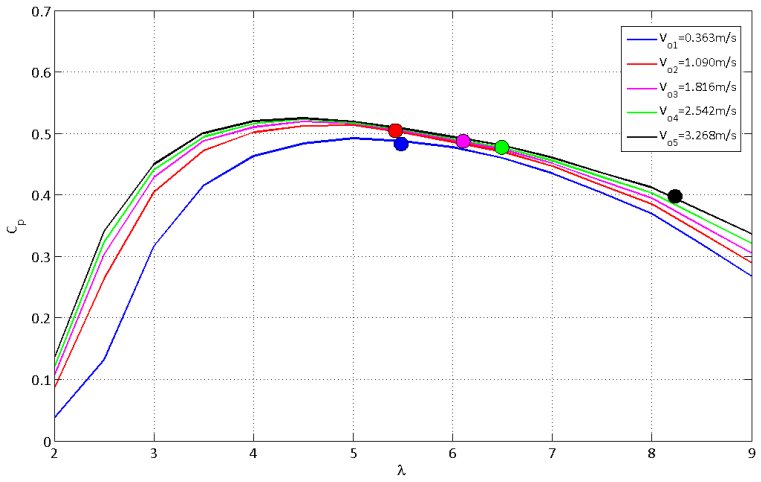

Figure 6: Points de fonctionnement dans un plan $C_p(\lambda)$ (courbes de performance de l'hélice seule)

Un jeu de paramètres optimaux (géométrie de la machine et de l'hélice) ainsi que 5 valeurs de vitesse optimales sont alors déterminés. Le tableau 2 présente les principales caractéristiques de la machine dimensionnée et le tableau 3 les caractéristiques de l'hélice obtenue. La figure 6 présente les 5 points de fonctionnement obtenus et leur position par rapport aux courbes de puissance de l'hélice seule (en fonction du Tip Speed Ratio, $\lambda=\Omega R/V$). La valeur du coefficient de puissance global est alors de 0,375. On constate que le rendement de l'hélice diminue lorsque la vitesse d'arrivée d'eau augmente car le point optimal est « décalé vers la droite » aux fortes vitesses afin que densités de courant, pertes Joule et températures restent dans des limites acceptables

Ceci montre la pertinence de l'approche globale et du couplage des modèles. En effet les points de fonctionnement optimaux ne correspondent pas au point de fonctionnement optimal de l'hélice et résultent d'un compromis entre les performances et les contraintes au niveau hydrodynamique et électromagnétique.

Longueur active	$L = 0.100\ m$
Nombre de paires de pôles	$p = 65$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.010\ m$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.080\ m$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.100\ m$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.030\ m$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.25$
Proportion des aimants	$\beta = 0.70$

Tableau 2 : principales dimensions de la génératrice optimale

Loi de vrillage [λ_o ; α_o ; k_0 ; k_1 ; k_2]	[14.75 ; 0.00 ; 1.0 ; 0.0 ; 0.0]
Coefficient de puissance optimal (hélice seule)	$C_{poptimal} \approx 0.52$

Tableau 3 : caractéristiques de l'hélice optimisée

IV VALIDATION EXPERIMENTALE DES MODELES UTILISES

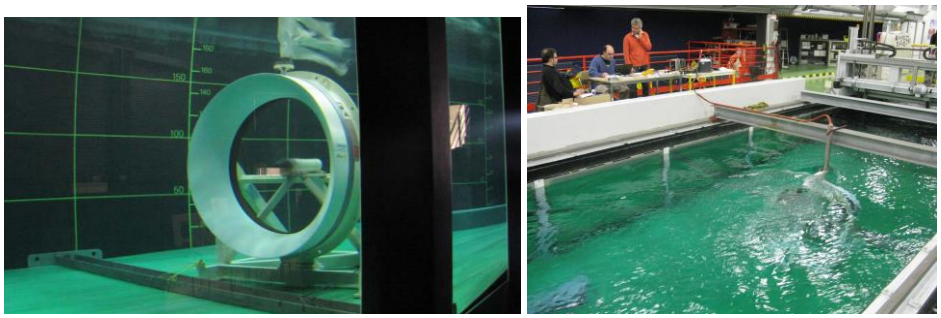

Figure 7 : Maquette académique en test

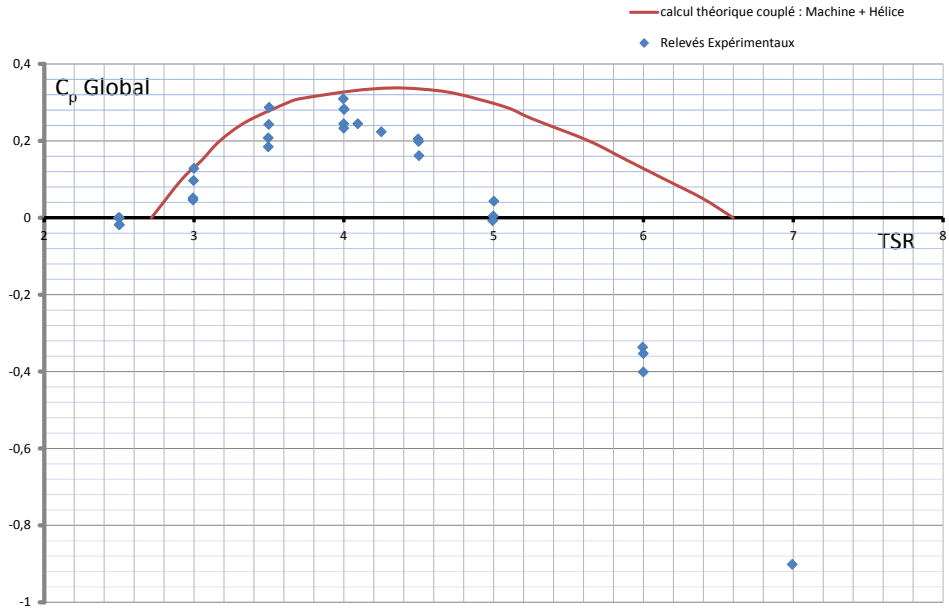

Figure 8: Résultats issus des modèles et résultats d'essais (coefficient de puissance global)

Afin de valider l'approche proposée une maquette de faible diamètre d'hydrolienne RIM-DRIVEN a été réalisée et testée. La turbine de cette maquette a un diamètre de *80cm*. Les dimensions de cette turbine ont été déterminés par l'approche proposée, pour rester proche des conditions de similitude de Froude par rapport à une turbine de grande puissance en offrant un niveau de puissance cinétique raisonnable. Les caractéristiques du bassin d'essai disponible (bassin d'essai d'IFREMER à Boulogne/mer) ont également été prises en compte pour son dimensionnement. La figure 7 présente une vue de la turbine en phase d'essai. La figure 8 présente des résultats d'essai en termes de coefficient de puissance global. Ce coefficient de puissance comprend les performances de l'hélice et de la machine considérées comme un ensemble. On a ainsi contrôlé le système en vitesse de rotation variable pour plusieurs vélocités, V_{eau}, de la veine d'eau (V_{eau}= 1,2m/s, V_{eau}= 1,4m/s et V_{eau}=1,6m/s) et on a tracé pour chacune des vitesses de fluide le profil de puissance électrique extrait par la machine. Ces différents profils de vitesse sont ensuite ramenés sur une même courbe de C_p par un procédé d'adimensionnement. Il est à noter que la dispersion des données expérimentales résulte du fait que le graphe présenté résulte de la concaténation de plusieurs essais. En effet si le procédé d'adimensionnement s'applique bien aux grandeurs hydrodynamiques, il ne s'applique pas aux grandeurs électriques (pertes de la machine par exemple) ce qui explique des relevés expérimentaux différents en C_p pour un même TSR. Des résultats de calculs issus du modèle couplé sont également présentés à la figure 8 (coefficient de puissance global pour une vélocité de 1,6m/s). On constate ainsi une relativement bonne concordance des modèles par rapport aux résultats expérimentaux surtout dans la première partie de la courbe. Les valeurs du C_{pmax} (proche de de 0,32) et du TSR optimal correspondant (proche de TSR= 4) sont comparables (Les valeurs calculées sont à comparer pour chaque valeur de TSR aux valeurs relevées les plus hautes en C_p qui correspondent à V_{eau}=1,6m/s). Cependant on constate que la concordance des valeurs est beaucoup moins bonne dans la deuxième partie de la courbe (TSR>4). Ceci est probablement dû à une mauvaise estimation des pertes mécaniques (les pertes dans les roulements de la machine ne sont pas considérées dans les modèles) et une sous-estimation des pertes visqueuses dans

l'entrefer. Ceci montre que le modèle décrit au paragraphe II.3 pourrait sans doute être amélioré lors de travaux futurs.

V CONCLUSION

Dans cet article, une approche globale est proposée pour la conception d'une turbine hydrolienne de type RIM-DRIVEN. Dans ce système particulier, le générateur se trouve dans une tuyère qui entoure les pales de la turbine et l'entrefer de la génératrice est immergé. L'approche proposée associe, dans un processus d'optimisation globale, plusieurs modèles de phénomènes physiques dans le système. Des modèles électromécaniques, des modèles thermiques du générateur et des modèles concernant l'hydrodynamique de la turbine et de l'écoulement dans l'entrefer sont ainsi couplés. Une étude de cas sur le dimensionnement d'une hydrolienne de 10m de diamètre destinée à être installée dans le Raz de Sein est présentée. Les modèles proposés sont également confrontés à des résultats expérimentaux issus de tests sur un démonstrateur de faible puissance. Les résultats obtenus montrent la pertinence de l'approche proposée.

VI REMERCIEMENTS

Le travail propose a bénéficié du soutien des sociétés DCNS et Jeumont-Electric pour la réalisation de la maquette et d'IFREMER pour la réalisation des essais

VII REFERENCES

Bahaj A.S. et al. (2007) Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank- Renewable Energy, **32**, 407-426,.

Ben Elghali S., Balme R., Le Saux K., Benbouzid M.E.H.,. Charpentier J.F, and. Hauville F (2007), - A Simulation Model for the Evaluation of the Electrical Power Potential Harnessed by a Marine Current Turbine in the Raz de Sein - *IEEE Journal on Oceanographic engineering*, **32 ,4** 786-797

Ben Elghali S.E., Drouen L., Benbouzid M.E.H., Charpentier J.F.,. Astolfi J. A, Hauville F (2008).- Les systèmes de génération d'énergie électrique à partir des courants de marées,-Revue 3EI, mars 2008, pp 73-85

Drouen L, Charpentier J.F., Semail E., Clenet S.(2007) -Study of an Innovative Electrical Machine fitted to Marine Current Turbines, *proceedings IEEE-OCEAN 2007*, Aberdeen, Scotland, UK, June 18-21, 2007 6pp.

Drouen L, (2010)-Machines électriques intégrées à des hélices marines-Contribution à une modélisation et conception multi-physique, *Thèse de Doctorat Arts et métiers Paris Tech* (téléchargeable à http://tel.archives-ouvertes.fr/pastel-00550890/)

Drouen L, Charpentier JF, Semail E, Clenet S-(2012) A global approach for the design of a Rim-Driven marine turbine generator for sail boat- *proceedings of XXth International Conference on Electrical Machine*, 549-555

Grauers A (1996).-Design of direct-driven permanent-magnet generators for wind turbines, *Ph.D. dissertation, Chalmers University of Technology*-Goteborg Sweden

Krøvel Ø., Nilssen R.,. Skaar S.E,. Løvli E, Sandoy N.(2004) "Design of an integrated 100kW Permanent Magnet Synchronous Machine in a Prototype Thruster for Ship Propulsion- *Proceedings of ICEM'2004*, Cracow, Poland, 117-118

Lea M.et al. (2003)-Scale model testing of a commercial rim-driven propulsor pod- *J. of Ship Prod.*,. **19,2,** 121-130.

Vrancik J.E (1968)-Prediction of windage power loss in alternators, *Nasa technical note NASA TN D-4849*, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, USA, October 1968.

Zhu Z.Q., Howe D., Bolte E., Ackermann B.,(1993) Instantaneous magnetic field distribution in brushless permanent magnet dc motors, Part I : Open-circuit field, *IEEE transactions on magnetics*, **29**, 1, 124-13