



Génératrice à aimants permanents à flux axial à grand diamètre avec entrefer immergé: Eléments de conception et analyse des performances pour un cahier des charges d'hydrolienne

Sofiane Djebbari, Jean Frédéric Charpentier, Franck Scuiller, Mohamed Benbouzid

► To cite this version:

Sofiane Djebbari, Jean Frédéric Charpentier, Franck Scuiller, Mohamed Benbouzid. Génératrice à aimants permanents à flux axial à grand diamètre avec entrefer immergé: Eléments de conception et analyse des performances pour un cahier des charges d'hydrolienne. *European Journal of Electrical Engineering*, 2013, 16 (2), pp.145-176. hal-00874365

HAL Id: hal-00874365

<https://hal.science/hal-00874365>

Submitted on 17 Oct 2013

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

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

Génératrice à aimants permanents à flux axial à grand diamètre avec entrefer immergé

Eléments de conception et analyse des performances pour un cahier des charges d'hydrolienne

Sofiane Djebbari¹, Jean Frédéric Charpentier¹, Franck Scuiller¹, Mohamed Benbouzid²

1. EA 3634 IRENav, Ecole Navale

BCRM Brest Ecole Navale et Groupe des Ecoles du Poulmic – CC 600, 29240 Brest Cedex 09 – France

Sofiane.Djebbari@ecole-navale.fr,

Franck.Scuiller@ecole-navale.fr

Jean-Frédéric.Charpentier@ecole-navale.fr

2. EA 4325 LBMS, Université de Brest

IUT de Brest – Rue de Kergoat – CS 93837, 29238 Brest Cedex 03

Mohamed.Benbouzid@univ-brest.fr

RESUME Cette étude propose une méthode de modélisation et de conception adaptée aux machines à flux axial et à Double Stator (poly-entrefer) destinée à être intégrée comme génératrice pour une hydrolienne RIM-DRIVEN de grande puissance. La particularité du concept RIM-DRIVEN ou à entraînement circonférentiel réside dans le fait que la machine électrique se situe sur la périphérie de l'hélice. De plus, dans cette étude, l'entrefer de la machine est considéré immergé dans l'eau de mer. Les particularités du système imposent de mettre au point des modèles de dimensionnement adaptés. Ainsi, un modèle électromagnétique analytique 2D inversé permettant le calcul des dimensions géométriques principales est présenté. De même, un modèle thermique spécifique aux machines à entrefer immergé est décrit. Ces modèles permettent d'estimer la masse et le coût des parties actives. Cette machine à flux axial est comparée en termes de coûts matières, masses et comportement thermique avec une machine à flux radial à aimants permanents dimensionnée pour un même cahier des charges. Il en ressort clairement que la machine à flux axial double stator est thermiquement moins contrainte que les machines à simple stator.

ABSTRACT. This paper deals with the design of a Double-Stator Axial Flux Permanent Magnet Machine (DSAFPM) for a rim-driven Marine Current Turbine (MCT). The DSAFPM machine will be compared to a previously developed and realized Radial Flux Permanent Magnet Machine (RFPM); given the same rim-driven MCT specifications. For that purpose, an inverse 2D electromagnetic design model and a thermal one are developed and used to compare and discuss active part mass, cost, and thermal behavior of the both flooded air gap machines. The obtained results show that such a structure of double stator axial flux machine can be more interesting in terms of thermal behavior for rim-driven marine current turbines. The generators with flooded air gap lead to an important part of heat exchanges across the air gap.

MOTS-CLES : Hydrolienne, Rim-Driven, génératrice à aimants permanents, machines à flux axial, conception, machine à entrefer immergé, modèle thermique, modèle électromagnétique.

KEYWORDS: Marine current turbine, rim-driven, permanent magnet machines, flooded air gap, axial flux machines, electromagnetic model, thermal model.

Extended abstract

Nowadays, tidal energy is a source of many researches interests from the scientific community and the industrial partners. Tidal resource is a renewable energy particularly interesting because of its predictability and its availability: this green energy can then be more easily integrated to the electrical grid. Therefore, it is very relevant to develop new technologies that allow a reliable and cost-competitive exploitation. This is why the paper deals with the design of permanent magnets (PM) generator for marine current turbines.

In the First part, a brief review about generator/turbine association is presented. According to this bibliography study, permanent magnet machines appear as an interesting solution for direct drive association due to their high torque ability. However, owing the low speed operation, the resulting PM generators are characterized by a high diameter and a high pole number. Consequently, the costs and masses of active parts are higher than for conventional speed generators.

In the second part, the sizing of a double stator axial flux generator is studied for Rim-Driven MCT application. In fact, the corresponding inverse electromagnetic model is described for a typical case of low speed, high diameter DSAFPM machine.

In the third part, a lumped parameter thermal model is developed for an immersed axial flux generator by considering a sea water flooded air gap. In addition, the corresponding hydrodynamic models are introduced. These models allow estimating the heat transfer convection coefficients in the flooded air gap and in the external side of the generator.

In the fourth part, the previous given models are validated. Firstly, 2D FE calculations are performed, these EM finite elements validations correctly match with the developed EM analytical model regarding the EM torque estimation. The described lumped parameter thermal network model is validated by FE thermal computation. The computed maximum coil temperature is very close to the given analytical temperature. Otherwise, a good estimation of the heat transfer coefficients is not easy. Thereby a sensitive study is realized: no significant variations of the maximum temperature are observed where large variations of heat transfer convection coefficients are considered.

Finally, an optimization procedure is developed that aims to minimize the active parts costs. Practically, the design specifications considered to size a RFPM machine in a previous study are taken into account to optimize the DSAFPM generator. The results show similar costs and masses of active parts for the RFPM and DSAFPM machines. However the double stator machine has a better cooling than simple stator machine because the current load is distributed on the two stators.

Nomenclature

MFADS	=	Machine à Flux Axial à Double Stator ;
RFPM	=	Machine à Flux Radial à Aimants Permanents ;
C-GEN	=	Modular Air Cored Permanent Magnet Generator ;
CoRMaT	=	Contra Rotating Marine Turbine ;
Rim-Driven	=	Entrainement par la jante ;
$\langle T_{EM} \rangle$	=	Couple électromagnétique (Nm) ;
Ψ	=	Déphasage entre la f.e.m et le courant de phase ;
Re	=	Nombre de Reynolds ;
Pr	=	Nombre de Prandlt ;
ν_c	=	Viscosité cinématique à 30°C ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$) ;
ν_d	=	Viscosité dynamique à 30 °C (Pa.s) ;
a	=	Diffusivité thermique (kg m^2) ;
C_p	=	Capacité thermique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$) ;
λ_{eau}	=	Conductivité thermique de l'eau à 30°C ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) ;
$\lambda_{matériaux}$	=	Conductivité thermique des matériaux ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) ;
ρ_{eau}	=	Masse volumique de l'eau à 30°C (kg.m^{-3}) ;
f_0	=	Fréquence caractéristique des tôles (Hz) ;
P_{Fe0}	=	Pertes spécifique des tôles ferromagnétiques à f_0 (W/kg) ;
P_{Fe}	=	Pertes dans les tôles ferromagnétiques (W/kg) ;
B_{Fe0}	=	Induction moyenne dans les tôles à f_0 (T) ;
B_{Fe}	=	Induction moyenne dans les tôles (T) ;
ρ_{Cu}	=	Résistivité du cuivre ($\Omega.\text{m}^{-1}$) ;
v_t	=	Vitesse périphérique de la turbine (m.s^{-1}) ;
v	=	Vitesse du courant de marée (m.s^{-1}) ;
Ω	=	Vitesse de rotation du rotor (rd/s) ;
p	=	Nombre de paires de pôles ;
B_{gmax}	=	Induction maximal dans l'entrefer (T) ;
A_L	=	Densité linéique de courant (A/m) ;
J	=	Densité de courant dans les conducteurs (A/m^2) ;
S_{pp}	=	Nombre d'encoche par pole et par phase ;
D_c	=	Diamètre de la carène (m) ;
h_{ew}	=	Hauteur des têtes de bobines (m) ;
Z_Y	=	Epaisseur de la culasse statorique (m) ;
$Z_{g'}$	=	Entrefer additionnel Carter (m) ;
Z_{geff}	=	entrefer effectif résine rotor/résine stator (m) ;
Z_{hs}	=	Profondeur d'encoche (m) ;
Z_{hm}	=	Epaisseur d'aimants (m) ;
β_m	=	Ouverture d'aimants définie au rayon moyen ;
β_t	=	Ouverture des dents définie au rayon moyen ;
R_m	=	Rayon moyen de la MFADS ;
R_e	=	Rayon électromagnétique externe ;
R_i	=	Rayon électromagnétique interne ;

1. Introduction

L'énergie des marées est une source d'énergie renouvelable et totalement prévisible des années à l'avance. De ce fait, elle constitue une bonne alternative pour compléter le panel des moyens de production d'énergie. De plus, le caractère prédictible de cette ressource d'énergie constitue un atout indéniable pour son raccordement au réseau électrique, ce qui facilite grandement la gestion et la commercialisation de l'électricité produite. A cela s'ajoutent d'autres points qui

rendent cette ressource d'énergie tout aussi intéressante comme la réduction de l'impact environnemental, une pollution visuelle réduite et l'absence d'exposition au bruit pour les populations (Leijon *et al.*, 2003). Toutefois, l'exploitation de cette énergie pose des problèmes d'ordre technologique ou social. Il faut par exemple, utiliser des matériaux éprouvés contre la corrosion (étanchéité) et développer une gestion intelligente des conflits avec les autres usagers de la mer (Keysan *et al.*, 2011 ; Moury et Idbal, 2009).

Le principe de récupération de l'énergie des courants de marées par les hydroliennes est globalement similaire à celui des éoliennes. Les éléments constituant la chaîne de conversion d'une hydrolienne peuvent regrouper les mêmes éléments que la chaîne de conversion d'une éolienne, à savoir, un capteur mécanique (turbine), une génératrice électrique, des convertisseurs statiques et éventuellement un multiplicateur de vitesse et des moyens de stockage d'énergie pour le lissage de la puissance injectée dans le réseau (Moury et Idbal, 2009). Cependant, à cause des faibles vitesses des courants de marées et pour éviter l'apparition de cavitation qui dégraderait le rendement hydrodynamique des pâles, la vitesse de rotation est typiquement de quelques dizaines de tours par minute pour des puissances importantes. L'intégration, dans la chaîne de conversion, de génératrices conventionnelles opérant à des vitesses de rotation relativement élevées implique l'utilisation de multiplicateurs mécaniques de vitesse éventuellement à plusieurs étages. L'utilisation de ce type de multiplicateurs dégrade le rendement de conversion et augmente les besoins de maintenance (lubrification du multiplicateur). La maintenance est un point particulièrement critique dans la mesure où le système est immergé. Il est admis que la production d'électricité à partir des courants de marées est économiquement rentable si l'hydrolienne peut être exploitée pendant plus de 30 ans avec des interventions de maintenance espacées de 5 ans (Harris *et al.*, 2004). Par conséquent, la génératrice se doit d'être fiable avec des besoins en maintenance réduits.

Les génératrices à aimants permanents à entraînement direct peuvent se révéler très intéressantes pour ce type d'applications sous marines et offshore ou l'accès pour effectuer des opérations de maintenances est souvent un point critique et difficile. Pour les systèmes à entraînement direct la génératrice est directement reliée à la turbine et l'ensemble tourne à la même vitesse. Par conséquent, la génératrice est entraînée à basse vitesse et le multiplicateur mécanique de vitesse est éliminé. Ainsi, le rendement de la chaîne de conversion est amélioré et les besoins en maintenance qui sont majoritairement dû au multiplicateur mécanique (défaillance, lubrification...etc) sont minimisés (Semken *et al.*, 2012). Néanmoins, les génératrices fonctionnant à faible vitesse sont caractérisées par un très fort couple et un nombre de pôles élevés, ce qui amène à un surdimensionnement du volume des parties actives (cuivre, aimants) de la génératrice. Pour les hydroliennes à entraînement direct, le concept Rim-Driven où la génératrice est située dans une carène à la périphérie des pales *Figure 1*, peut se révéler aussi intéressant en comparaison avec les hydroliennes où la génératrice est intégrée dans une nacelle (ou POD). D'une part, le volume de la génératrice ne contraint pas la masse d'eau en mouvement (Krovel *et al.*, 2004). D'autre part, une intégration de la génératrice en

Rim-Driven implique au premier ordre une réduction du volume des parties actives. En effet, dans (Drouen *et al.*, 2008), une comparaison est effectuée entre une machine à aimants permanents dimensionnée pour une topologie Rim-Driven et une génératrice en nacelle, pour un cahier des charges d'hydrolienne de grande puissance (cahier des charges de la turbine Seaflow 300kW). Il apparaît que la solution Rim-Driven permet une réduction de l'ordre de 10% du coût des parties actives. Suite à cette étude, un démonstrateur (de puissance réduite) d'hydrolienne Rim-Driven intégrant une machine à aimants permanents à flux radial a été réalisé *Figure 2*, et testé dans le laboratoire (IRENav, Institut de Recherche de l'Ecole Navale) (Drouen, 2010). En outre, des industriels s'intéressent également à cette technologie. L'un des projets industriels les plus aboutis, est l'hydrolienne de la société irlandaise « OpenHydro » qui a développée une technologie d'hydrolienne Rim-Driven de 16m de diamètre. Quatre hydroliennes de ce type sont installées à Paimpol-Bréhat au large des côtes bretonnes en France. L'objectif attendu après la phase de tests, est d'injecter une puissance de 2 MW dans le réseau électrique français d'ici la fin de l'année 2012 (OpenHydro, 2011).

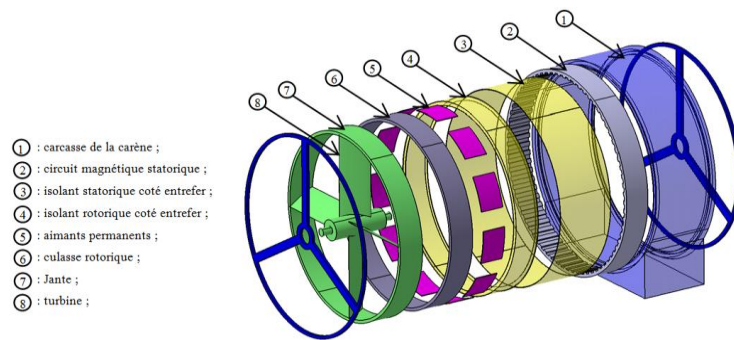


Figure 1. Vue de principe d'une turbine Rim-Driven (la génératrice est une machine à aimants permanents à flux radial).

Si une génératrice à flux radial peut convenir à la technologie d'une hydrolienne Rim-Driven, il est légitime d'évaluer d'autres structures magnétiques pour une telle application. Ainsi, ce travail vise à étudier le potentiel d'une machine à flux axial (poly-entrefer). Ces machines (AFPM) sont envisagées dans un certain nombre de projets de développements hydroliens ou éoliens. Par exemple, le projet C-GEN (mené par Aquamarine Power en collaboration avec l'université d'Edinburgh, Royaume Uni), qui vise à développer des structures de machines à flux axial en raison de la possibilité d'intégration multi modulaire. Le projet CoRMaT de l'Université Strathclyde à Glasgow peut également être cité : une machine à aimants permanent à flux axial à double rotor est utilisée pour la possibilité d'intégration de deux hélices en fonctionnement contrarotatif (Clarke *et al.*, 2010). Dans (Muljadi *et al.*, 1999 ; Brisset *et al.*, 2006), les auteurs proposent également des machines à flux axial, principalement pour des considérations industrielles comme la modularité (fractionnement de la puissance statorique), la facilité d'insertion des bobines

(réduction des coûts de main-d'œuvre pour la réalisation du bobinage). De manière générale, d'après (Chalmers *et al.*, 1999 ; Dubois *et al.*, 2000) les machines à flux axial poly entrefer peuvent avoir une meilleure compacité, un rendement et une capacité de fonctionnement à haute vitesse supérieurs aux machines à aimants permanents à flux radial. Dans (Cavagnino *et al.*, 2002 ; Maloberti *et al.*, 2011) des comparaisons entre machines à aimants permanents à flux radial et à flux axial montrent une meilleure compacité de la machine à flux axial pour des cahiers des charges impliquant un grand diamètre et un grand nombre de pôles (la structure magnétique correspondante présente une faible longueur active). Cependant, les forces électromagnétiques qui tendent à attirer le rotor vers le stator peuvent rendre l'assemblage rotor/stator et le maintien d'un entrefer constant difficile. Pour pallier à ce problème, des structures avec stator sans fer peuvent être envisagées (Keysan *et al.*, 2011). Dans le cadre de notre étude, une machine à flux axial à double stator est proposée, d'une part, pour équilibrer ces forces et d'autre part cette solution à double stator améliore les performances en régime dégradé : la récupération de puissance reste possible même en cas de défaut sur l'un des deux stators.

Le but du travail présenté est d'étudier la possibilité d'utiliser ce type de machines (AFPM) au sein d'une hydrolienne Rim-Driven. Pour cela, certains modèles spécifiques à ce type de machine permettant l'aide à la conception pour des cahiers des charges d'hydroliennes Rim-Driven sont proposés. Des spécificités du cahier des charges (faible vitesse et entraînement circonférentiel), il résulte nécessairement une machine à flux axial présentant un grand diamètre, un grand nombre de pôles et par conséquent, une courbure négligeable. En termes de modélisation, il devient alors possible d'assimiler la géométrie de la machine à flux axial à une géométrie de machine linéaire équivalente (développée au rayon moyen) et de mettre en œuvre un calcul électromagnétique 2D. Cette simplification introduite sur la géométrie de la MFADS permet de mettre en œuvre des modèles comparables en terme de complexité et de précision à ceux mis en œuvre dans (Drouen, 2010). Les modèles mis au point lors de ces travaux antérieurs (Drouen, 2010), ont été validés avec succès par la réalisation et les tests d'un prototype montré à la *Figure 2*. Cette démarche permet alors de comparer une structure de machine à aimants permanents à flux axial à double stator (poly-entrefer) avec une machine à aimants permanents à flux radial (mono entrefer).

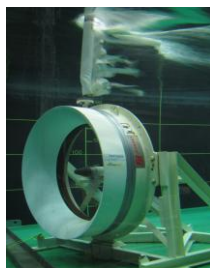


Figure 2. Prototype d'un Rim Driven intégrant une machine à aimants permanents à flux radial (IRENav) (Drouen, 2010).

Les spécifications utilisées dans la présente étude sont issues d'une réalisation expérimentale d'hydrolienne préindustrielle (Seaflow, 2005). Ce cahier des charges est retenu pour le dimensionnement d'une machine à aimants permanent à flux axial à double stator. Cette génératrice est associée à un ensemble redresseur/onduleur tout IGBT réversible capable d'assurer une alimentation par des courants sinusoïdaux. Notons que ce cahier des charges est commun à une étude antérieure concernant une machine à aimants permanents à flux radial (Drouen *et al.*, 2008). Afin de pouvoir effectuer ce pré dimensionnement, un modèle électromagnétique inverse pour le dimensionnement de machines à aimants permanents de grand diamètre et un modèle thermique spécifique pour les machines à entrefer immergé sont développés et détaillés dans la 2^{ème} partie de l'article. Dans la troisième partie, une méthodologie basée sur la résolution d'un problème d'optimisation est formalisé pour le dimensionnement de la machine proposée. En outre, des calculs par éléments finis et une étude de sensibilité sont effectués afin de valider les modèles présentés. Dans la dernière partie, le comportement thermique, les coûts et masses des parties actives sont analysés et comparés avec les résultats obtenus pour la machine à flux radial issue de (Drouen *et al.*, 2008).

2. Formalisation du contexte de l'étude

2.1. Description du cahier des charges

L'hydrolienne Seaflow a été installée au nord des cotes du Devon en Angleterre en 2003. La turbine a une puissance nominale de 300 kW pour un diamètre de 11m et une vitesse de rotation nominale de 15 tr/min, obtenu pour des courants de marées de 2.5 m/s (Seaflow, 2005). Notons que l'étude réalisée dans (Drouen *et al.*, 2008) est aussi basée sur ce cahier des charges. Le *Tableau 1* donne les paramètres communs avec cette étude antérieure, qui sont fixés pour le dimensionnement de la machine à aimants permanents à flux axial que nous proposons d'étudier.

Tableau 1. Spécifications fixées par le cahier des charges.

Rayon de la turbine (Seaflow)	R_0	5.5	m
Couple mécanique de la turbine	Q	191	kNm
Vitesse de rotation de la turbine	N	15	rpm
Epaisseur d'entrefer	Z_g	10	mm
Déphasage entre f.e.m et courant	ψ	0	rad
Nombre de phase	m	3	
Champ coercitif des aimants	H_{cj}	-10^6	A/m
Induction rémanente des aimants	B_r	1,2	T

Induction de saturation des tôles ferromagnétiques	B_{sat}	1,4	T
Coefficient de remplissage des encoches	k_f	0,65	-
Coefficient de bobinage au 1 ^{ier} harmonique	k_{b1}	1	-
Fréquence électrique de la machine	f_{mach}	50	Hz
Ouverture relative des aimants/arc polaire (au rayon moyen)	β_m	0,65	
Température maximale dans les conducteurs	T_{max}	100	°C
Température de l'eau de mer	T_{eau}	30	°C

Pour les hydroliennes Rim-Driven, où la machine est disposée à la périphérie des pales, le rayon interne de la machine, le couple mécanique et la vitesse de rotation sont naturellement imposés par la topologie de l'hydrolienne. En négligeant les pertes d'origines mécanique et visqueuse dans l'entrefer immergé, le couple nominal de la génératrice est :

$$\langle T_{EM} \rangle = Q \quad (1)$$

2.2. Description de la machine à flux axial à double stator (MFADS) (Poly-entrefer)

La machine MFADS est pourvue de deux disques fixes supportant des bobinages et d'un disque mobile placé entre les deux autres, supportant des aimants permanents. Le flux provenant des aimants est axial, tandis que les conducteurs actifs sont orientés dans la direction radiale *Figure 3a* et *Figure 3b*. Les bobinages peuvent être bobinés en tores ou en pétales. Dans cette étude, nous considérons un rotor sans culasse ferromagnétique directement fixé sur une jante à la périphérie des pales et recouvert d'une résine epoxy pour l'isoler de l'eau de mer. Les parties actives statoriques sont logées dans une carène et couvertes d'une résine du côté de l'entrefer immergé.

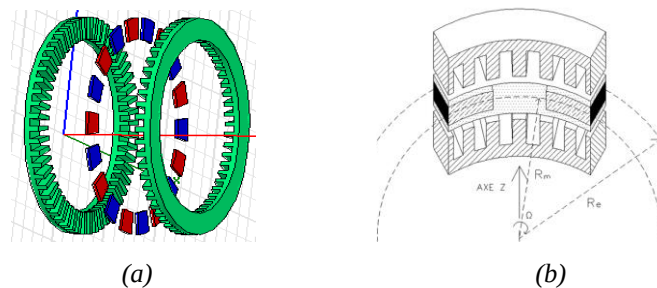


Figure 3. Disposition des parties actives de la MFADS (a), vue 3D d'une portion de la MFADS coupée au rayon moyen et sur une paire de pôles (b).

2.3. Formalisation du problème et identification des paramètres

Afin de séparer les paramètres d'entrée fixés par les spécifications du cahier des charges des variables utilisées pour l'optimisation de la machine à flux axial considérée, on introduit les vecteurs spécifications $\overline{S_m}, \overline{S_t}$ donnés ci-dessous, la signification des composantes de ces vecteurs est donnée dans le *Tableau 1*, et décrite de manière détaillée dans la *section 3* et la *section 4* relatives aux descriptions des modèles électromagnétique et thermique :

$$\overline{S_m} = [\langle T_{EM} \rangle \quad \Omega \quad m \quad s_{pp} \quad \psi \quad f_{mach} \quad R_0 \quad Z_g \quad \beta_m \quad k_f \quad B_r \quad B_{sat} \quad H_{cj}]^T \quad (2)$$

$$\overline{S_t} = [T_{max} \quad T_{eau} \quad \rho_{Cu} \quad B_{Fe} \quad B_{Fe0} \quad P_{Fe0} \quad \lambda_{eau} \quad \lambda_{matériaux} \quad \rho_{eau} \quad C_p \quad \nu_d \quad \nu]^T \quad (3)$$

Les composantes de $\overline{S_m}, \overline{S_t}$ représentent respectivement les paramètres d'entrée du modèle électromagnétique et thermique. Ceux-ci sont pris constants et commun avec l'étude menée dans (Drouen *et al.*, 2008). Connaissant ces spécifications et un certain nombre de contraintes, il est possible de définir une machine optimale simplement en déterminant les grandeurs physiques représentatives de la machine optimisée, à savoir la densité linéique de courant statorique A_L (en valeur efficace en considérant la charge d'un seul stator), la densité de courant dans les conducteurs J (valeur efficace) et l'induction dans l'entrefer B_{gmax} . Ces paramètres sont désignés par le vecteur $\vec{x}$ et sont définies comme des variables dans le problème d'optimisation formulé ultérieurement :

$$\vec{x} = [A_L \quad J \quad B_{g_{max}}]^T \quad (4)$$

L'inversion du modèle électromagnétique proposé permet alors de déterminer l'ensemble des dimensions géométriques de la machine à partir de ces 3 variables et des vecteurs 'spécifications' fixés au préalable.

3. Modèle électromagnétique

3.1. Hypothèses simplificatrices

La géométrie des machines à flux axial est, a priori, intrinsèquement 3D (ceci nécessite de poser une forte hypothèse géométrique pour une modélisation 2D), ce qui rend les modèles difficiles à mettre en œuvre. Pour simplifier l'étude, nous considérons la géométrie d'une machine linéaire équivalente définie au rayon moyen. Cette simplification est réaliste dans le cas étudié car pour des cahiers des charges Rim-Driven où le rayon de la génératrice est imposé par la turbine, la différence entre le rayon électromagnétique externe et le rayon électromagnétique interne est faible devant le rayon moyen de la machine (courbure $\Delta R/R_{moy}$

négligeable) (Drouen , 2010). Comme considéré dans (Drouen *et al.*, 2008), les fuites de flux 3D ne sont pas prises en compte dans les modèle EM que nous présentons. Cette hypothèse est justifiée et influe peu sur les résultats de la comparaison des structures à flux axial et à flux radial, étant donné qu'une étude comparative des fuites de flux de bord a été effectuée numériquement sous EF 3D et a montré des fuites de flux tridimensionnelles comparables pour des rapports entrefer magnétique sur longueur active équivalents. La *Figure 4* décrit donc la géométrie de la machine linéaire correspondant à la MFADS mise à plat au rayon moyen (Djebarri *et al.*, 2011). Cette machine linéaire équivalente a des dimensions d'encoches, de culasses et d'aimants égales à celles de la machine à flux axial définie au rayon moyen *Figure 4*. La longueur active de cette machine équivalente est égale à l'épaisseur radiale de la machine à flux axial.

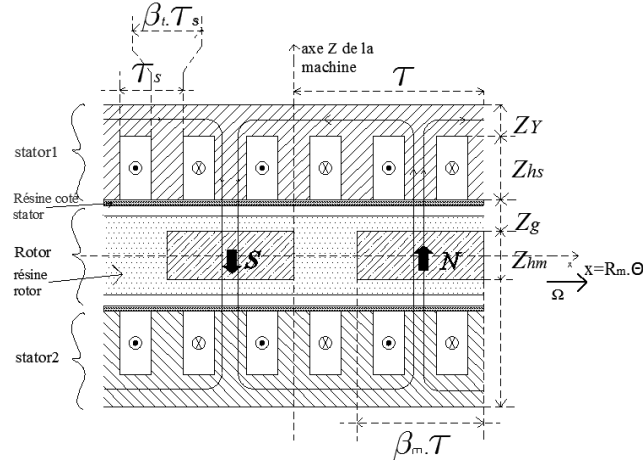


Figure 4. Représentation 2D de la machine MFADS mise à plat au rayon moyen.

La géométrie de la machine peut ainsi être entièrement définie, en connaissant uniquement les composantes du vecteur $\vec{g}$ (vecteur géométrie), à savoir, la hauteur d'aimant Z_{hm} , la profondeur d'encoche Z_{hs} , l'épaisseur de culasse Z_Y , l'ouverture des dents β_t et le rayon magnétique externe de la machine R_e .

$$\vec{g} = [R_e \quad Z_{hm} \quad Z_{hs} \quad Z_Y \quad \beta_t]^T \quad (5)$$

3.2. Calcul des paramètres géométriques

De par la connaissance des vecteurs $\vec{s}_m$ et $\vec{g}$, il est possible de définir le reste des paramètres géométriques permettant de faciliter l'écriture des équations du modèle électromagnétique décrit ultérieurement, ces paramètres sont donnés dans le *Tableau 2*.

Tableau 2. Paramètres géométriques déductibles du vecteur $\vec{S}_m$ et $\vec{g}$.

Rayon magnétique interne	$R_i = R_0$
Epaisseur radiale (longueur active dans la direction radiale)	$\Delta R = R_e - R_i$
Rayon moyen	$R_m = (R_i + R_e) / 2$
Pas polaire	$\tau_p = \pi / p$
Largeur de pole	$\tau = \tau_p R_m$
Largeur d'encoche	$\tau_s = \pi R_m / (S_{pp} m p)$

Considérant les spécifications en entrée, le modèle électromagnétique est formulé de manière à calculer les paramètres géométriques de la machine qui assurent le couple électromagnétique désiré. Les entrées de différentes nature (spécifications électromagnétiques, spécifications thermiques, variables) et les paramètres géométrique en sortie sont représentées sur la Figure 5.

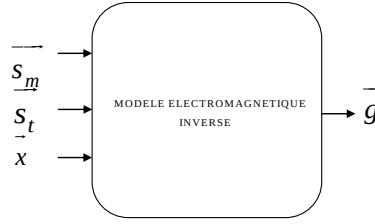


Figure 5. Entrées et sorties du modèle électromagnétique.

En considérant une machine alimentée par des courants sinusoïdaux et une aimantation des aimants en forme de créneaux, l'équation du couple électromagnétique s'établit comme suit :

$$\langle T_{EM} \rangle = 8\sqrt{2} A_L k_{b1} B_{g_{max}} R_m^2 \Delta R \sin\left(\frac{\beta_m \pi}{2}\right) \cos \psi \quad (6)$$

Le couple mécanique et le rayon interne sont imposés par le cahier des charges de l'hydrolienne Rim-Driven pour le point de fonctionnement considéré. Ainsi, il est possible de déduire le rayon externe (épaisseur radiale active ou longueur active) de la machine simplement en résolvant l'équation du troisième degré suivante qui est déduite de l'équation (6) :

$$R_e^3 + R_i R_e^2 - R_i^2 R_e - R_i^3 - \frac{\langle T_{EM} \rangle}{2\sqrt{2} k_{b1} A_L B_{g_{max}} \sin \beta_m \frac{\pi}{2} \cos \Psi} = 0 \quad (7)$$

Le couple maximum est obtenu en imposant par le contrôle $\psi=0$ (quadrature des flux rotorique et statorique). La hauteur d'aimants susceptible de créer l'induction B_{gmax} dans l'entrefer peut être approximée au premier ordre avec la relation suivante issue d'une application directe du théorème d'Ampère :

$$Z_{hm} = 2 \frac{(Z_g + Z_{g'})B_{gmax}}{(B_r - B_{gmax})} \quad (8)$$

Cependant, dans cette étude nous retenons la formule (9), issue de la résolution formelle des équations de Maxwell en magnétostatique sous hypothèses d'une géométrie linéaire 2D. La formule (9) tient compte des fuites de flux inter-polaires 2D, elle est de meilleure précision que la formule (8), comme cela est démontré dans la partie validation des modèles *section 4.2* :

$$Z_{hm} = \frac{\tau}{\pi} \cdot \text{Ln} \left(\frac{B_{gmax} \cdot e^{\frac{-\pi}{\tau}(Z_g + Z_{g'})} - B_r}{B_{gmax} \cdot e^{\frac{\pi}{\tau}(Z_g + Z_{g'})} - B_r} \right) \quad (9)$$

Z_g est l'entrefer mécanique aimant/stator, $Z_{g'}$ est un entrefer additionnel tenant compte des effets d'encoches et B_r l'induction rémanente des aimants. Pour des machines à grand entrefer (rapport entre entrefer et pas dentaire supérieure à 0.5), la formule proposée par Matagne est de meilleure précision que la formule de carter (Matagne, 1991), cette formule est donc retenue et s'exprime comme suit :

$$Z_{g'} = \frac{\tau_s}{2\pi} [\beta_t \ln(\beta_t) + (2 - \beta_t) \ln(2 - \beta_t)] \quad (10)$$

Où β_t est l'ouverture des dents. Le nombre de paires de pôles est calculé en considérant la fréquence de travail des tôles ferromagnétiques f_{mach} et la vitesse de rotation de la turbine.

$$p = \frac{2\pi f_{mach}}{\Omega} \quad (11)$$

Afin d'éviter une saturation des dents, on limitera dans les tôles l'induction à une valeur maximale B_{sat} supportable par le matériau ferromagnétique constituant les dents et les culasses de la machine. Pour déterminer la proportion minimale des dents par rapport au pas dentaire, le cas le plus défavorable est considéré : toute la dent est soumise à l'induction d'entrefer maximale (B_{gmax}) due aux aimants et à l'induction créée par les courants statoriques pour une charge linéique nominale A_L (en valeur efficace et créée par chaque stator). Les relations suivantes permettent alors le calcul de la proportion d'ouverture de dent minimale β_t . Cette proportion dentaire représente le rapport entre la largeur des dents sur une largeur du pas dentaire.

La relation suivante donne la proportion d'ouverture dentaire β_{tM} nécessaire pour éviter une saturation due à l'induction d'entrefer B_{gmax} créée par les aimants :

$$\beta_{tM} = \frac{B_{gmax}}{B_{sat}} \quad (12)$$

De la même façon nous calculons également la proportion d'ouverture dentaire supplémentaire β_{tb} nécessaire pour éviter une saturation des dents due à l'induction créée par les courants statoriques :

$$\beta_{tb} = 2 \cdot \frac{\mu_0 \sqrt{2} A_L \pi R_m}{\left(Z_{hm} + 2 (Z_g + Z_{g'}) \right) S_{pp} m p B_{sat}} \quad (13)$$

En appliquant le théorème de superposition, on en déduit la proportion totale d'ouverture dentaire β_t des dents soumises à l'induction maximale totale créée par les champs statoriques et rotorique :

$$\beta_t = \beta_{tM} + \beta_{tb} \quad (14)$$

De la même façon on calcule l'épaisseur de culasse minimale soumise à la moitié du flux polaire maximal créé par les champs statoriques et rotorique. Cette épaisseur de culasse nécessaire pour éviter une saturation due au flux créés par les aimants est donnée comme suit :

$$Z_{Y_M} = \beta_m \frac{\pi R_m}{2 p} \frac{B_{gmax}}{B_{sat}} \quad (15)$$

L'épaisseur de culasse supplémentaire nécessaire pour éviter une saturation due aux flux statoriques créés par le bobinage est donnée par la relation suivante :

$$Z_{Y_b} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\mu_0 \sqrt{2} A_L \pi^2 R_m^2}{\left(Z_{hm} + 2 (Z_g + Z_{g'}) \right) S_{pp} m p^2 B_{sat}} \quad (16)$$

On déduit alors l'épaisseur totale de la culasse statorique :

$$Z_Y = Z_{Y_M} + Z_{Y_b} \quad (17)$$

Pour une densité linéique de courant efficace A_L et une densité surfacique de courant efficace J dans les conducteurs, et en considérant un coefficient de remplissage des encoches k_f , on déduit la profondeur d'encoche Z_{hs} nécessaire pour créer les courants statoriques, cette dimension géométrique s'exprime comme suit :

$$Z_{hs} = \frac{A_L}{k_f J (1 - \beta_t)} \quad (18)$$

A partir des relations (6) à (18), il est possible donc de définir le vecteur $\vec{g}$ permettant de définir la géométrie d'une telle machine en connaissant le vecteur spécification électromagnétique $\vec{S}_m$ et le vecteur $\vec{x}$.

3.3. Estimation des performances et définition des contraintes électromagnétiques

Dans un processus de conception de machines à aimants permanents, il est important d'évaluer le champ magnétique maximal aux quels sont soumis les aimants. Afin d'éviter une désaimantation irréversible, celui-ci doit impérativement être inférieur au champ coercitif des aimants H_{cj} (ce champ coercitif maximal est une spécification électromagnétique, cf. relation (2)). En considérant un bobinage diamétral, le champ magnétique est calculé dans le cas le plus défavorable (flux en opposition dans l'axe direct), celui-ci est introduit comme contrainte dans l'algorithme d'optimisation. L'estimation de ce champ critique dans les aimants est donnée en première approximation par la formule suivante :

$$|H_{c\max}| = k_I \frac{2\sqrt{2}\pi R_m A_L}{mpS_{pp} (Z_{hm} + 2(Z_g + Z_{g'}))} + \frac{2(Z_g + Z_{g'}) B_{g\max}}{\mu_0 Z_{hm}} \quad (19)$$

Dans (19), k_I représente un coefficient de surintensité tenant compte des surintensités liées aux phénomènes transitoires, que nous fixons à $k_I = 1$, dans le cadre de cette étude.

Le rendement électrique de la machine η_{elec} est également évalué. Ce rendement est calculé en considérant uniquement les pertes fer, P_{Fe_tot} , et les pertes Joule P_{J_tot} dans la machine (les pertes mécaniques et dans les aimants sont négligées):

$$\eta_{elec} = 1 - \frac{P_{J_tot} + P_{Fe_tot}}{\langle T_{EM} \rangle \cdot \Omega} \quad (20)$$

La relation (20) permet d'intégrer une estimation du rendement nominal dans une procédure d'optimisation : il est ainsi possible de le contraindre par un minorant.

4. Modèle thermique

4.1. Modélisation 2D par réseaux de résistances thermiques

Dans cette partie, nous décrivons un modèle thermique permettant d'estimer la température maximale du bobinage en régime permanent, pour la machine à flux

axial à double stator. L'objectif est d'intégrer ce modèle dans une procédure d'optimisation. Ce modèle est semblable à celui décrit dans (Drouen *et al.*, 2008) : il rend légitime la comparaison des comportements thermiques de la machine à flux axial ici étudiée avec la machine à flux radial étudiée dans (Drouen *et al.*, 2008 ; 2010)

Dans une machine électrique, le cuivre et le fer sont le siège de dissipations d'énergie (pertes Joule et pertes fer) capables de conduire à des niveaux de températures pouvant être néfastes au fonctionnement de la machine. Par conséquent, la modélisation thermique se révèle déterminante lors de la conception de machines électriques. Ainsi, le choix de la charge linéique de courant de la machine, la densité de courant dans le cuivre, les classes d'isolants et le dimensionnement du système de refroidissement découlent entièrement de la thermique. En considérant uniquement les pertes fer et les pertes Joule comme sources thermiques dans le modèle, les flux thermiques générés dans une portion encoche/dent vont s'évacuer vers les milieux extérieurs à travers les matériaux constitutifs sous une largeur de pas dent, comme montré sur la *Figure 6*. En outre, seuls les transferts thermiques par conduction et convection sont pris en compte (rayonnement négligé). Les transferts dans la direction radiale sont également négligés comme dans (Drouen *et al.*, 2008) pour la direction axiale, ce qui rend ce modèle a priori pessimiste (températures calculées plus élevées).

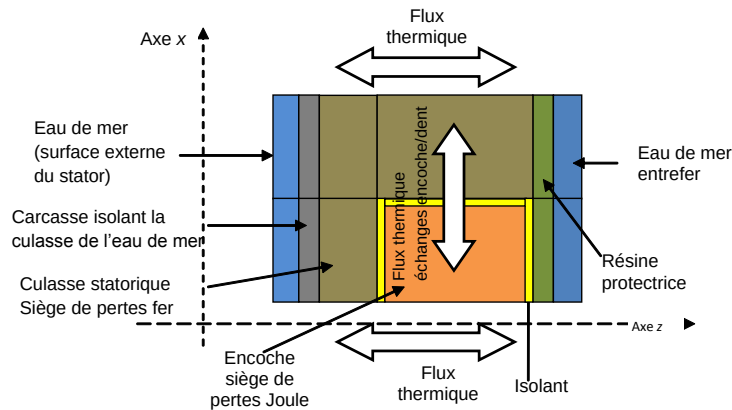


Figure 6. Représentation des matériaux sujets à des flux thermiques sous une largeur de pas dentaire (encoche + dent).

Considérons un volume élémentaire d'un matériau de conductivité thermique λ qui est le siège d'une dissipation de chaleur p , ce volume est caractérisé par une longueur axiale l , un rayon intérieur R_i et un rayon externe R_e , comme montré sur la *Figure 7a*. Ce volume peut par exemple correspondre aux pièces constituant chacun des stators de la machine à flux axial. Les transferts thermiques sont alors représentés dans chaque direction de l'espace avec un schéma en T équivalent, comme représenté dans la *Figure 7b*.

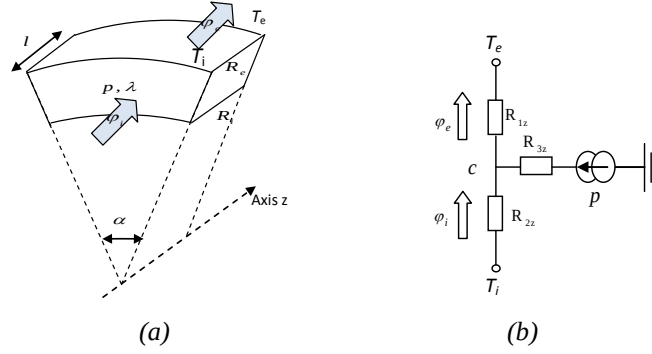


Figure 7. Modélisation des transferts thermiques dans la direction axiale, (a) volume élémentaire d'un matériau, (b) modélisation par un schéma en T équivalent.

Les résistances thermiques représentées sur la Figure 7b sont données comme suit (Mellor *et al.*, 1991) :

$$\begin{cases} R_{1z} = \frac{l}{\lambda \alpha (R_e^2 - R_i^2)} \\ R_{2z} = \frac{l}{\lambda \alpha (R_e^2 - R_i^2)} \\ R_{3z} = \frac{-l}{3\lambda \alpha (R_e^2 - R_i^2)} \end{cases} \quad (21)$$

Pour modéliser les transferts thermiques orthoradiaux (calcul des résistances thermiques modélisant les échanges encoches/dents), on considère une pièce parallélépipédique de largeur l_x dans la direction orthoradiale et de surface latérale S_c (surface de la paroi dentaire). Le matériau constituant cette pièce parallélépipédique possède une conductivité thermique notée λ , alors la résistance thermique correspondante est donnée comme suit :

$$R_{cond} = \frac{l_x}{\lambda S_c} \quad (22)$$

La résistance thermique de convection qui a lieu entre les surfaces externes des stators et l'eau de mer, pour un coefficient de convection h_{conv} sur une surface d'échange S , est donnée comme suit :

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} S} \quad (23)$$

A partir de la géométrie d'une portion de la machine à flux axial sous une largeur de pas dentaire et considérant les relations (21-22-23) modélisant les transferts thermiques, on en déduit le schéma de la Figure 8. Les détails sur les éléments inclus dans ce schéma sont donnés en *Annexe*.

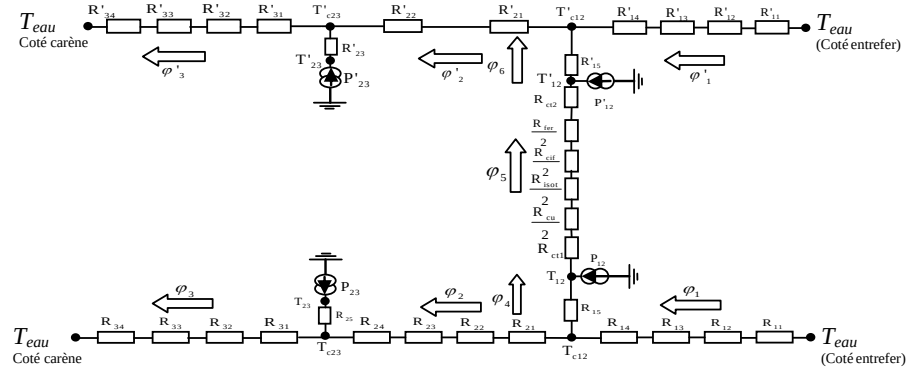


Figure 8. Schéma par résistances thermiques équivalent sous une largeur de pas dentaire.

4.2. Estimation des pertes

Pour le calcul des sources thermiques nous considérons uniquement les pertes fer et les pertes Joule. Ainsi, pour une résistivité thermique ρ_{Cu} du cuivre, prise constante à 30°C, les pertes Joule sont calculées comme étant une fonction du volume de cuivre et du carré de la densité de courant J dans les conducteurs.

$$P_J = \rho_{Cu} V_{Cu} J^2 \quad (24)$$

Les pertes fer P_{Fe} (W/kg) dans les culasses et les dents peuvent être estimées par des relations empiriques données par les fabricants de tôles ferromagnétiques. Dans le cadre de cette étude, la formule suivante est donnée pour des tôles FeSi :

$$P_{Fe} = P_{Fe0} \left(\frac{f}{f_0} \right)^b \left(\frac{B_{Fe}}{B_{Fe0}} \right)^c \quad (25)$$

Avec f , B_{Fe} respectivement la fréquence électrique et l'induction vues par les tôles ferromagnétiques. P_{Fe0} et B_{Fe0} correspondent aux pertes spécifiques et à l'induction moyenne établies pour la fréquence caractéristique f_0 des tôles ferromagnétiques. Comme dans l'étude de référence (Drouen *et al.*, 2008), les coefficients b et c sont fixés respectivement à 1.5 et 2.2.

4.2. Écoulement et calcul des coefficients de convections

La Figure 9 montre la forme proposée de la carène extérieure au stator et la manière dont sont insérés les stators de la machine à l'intérieur. Connaissant la nature des écoulements autour de la surface externe du cylindre constituant la carène et l'écoulement dans l'entrefer confiné et immergé dans l'eau de mer, on déduit les coefficients de Reynolds et de Prandlt correspondant. A partir de ces nombres adimensionnels hydrodynamiques et les spécifications physiques du fluide données pour une température de l'eau de 30°C, on calcule les coefficients de convection dans l'entrefer et le milieu externe de la carène (Howey, 2010). Les formules permettant la déduction des grandeurs caractéristiques des écoulements dans les deux milieux considérés sont résumées dans le Tableau 3.

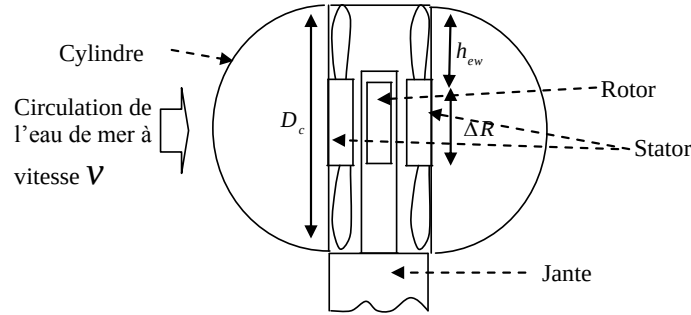


Figure 9. Représentation de la machine MFADS insérée dans la carène.

Tableau 3. Expression des grandeurs hydrodynamiques caractéristiques du fluide.

Grandeurs Hydrodynamiques	Écoulement sur la carène	Écoulement dans l'entrefer	unité
Nombre de Reynolds	$Re = vD_c / \nu_c$	$Re = R_m \Omega Z_{g_{eff}} / \nu_c$	-
Nombre de Prandlt	$Pr = \nu_c / a$		-
Viscosité cinématique de l'eau à 30°C	$\nu_c = \nu_a / \rho_{eau}$		$m^2.s^{-1}$
Diffusivité thermique	$a = \lambda_{eau} / (\rho_{eau} C_p)$		$m^2.s^{-1}$
Vitesse périphérique	-	$v_t = N (2\pi R_m) / 60$	$m.s^{-1}$

Le coefficient de convection entre la carène et l'eau de mer h_{ext} est calculé en connaissant le nombre de Nusselt moyen sur la paroi de cette carène, celui-ci est donné pour le cas d'une paroi cylindrique de diamètre D_c et pour une conductivité thermique λ_{eau} de l'eau de mer à 30°C, par la formule suivante :

$$\overline{h_{ext}} = \frac{\overline{Nu_{ext}} \lambda_{eau}}{D_c} \quad (26)$$

En considérant uniquement la convection forcée, le nombre de Nusselt s'écrit généralement comme une fonction du nombre de Reynolds Re et du nombre de Prandlt, Pr , comme donné dans la relation suivante (Bertin, 1999) :

$$\overline{Nu} = c.Re^m.Pr^n \quad (27)$$

Où c , m et n sont des coefficients caractérisant le régime d'écoulement. Ainsi, le nombre de Nusselt moyen sur la paroi externe de la carène $\overline{Nu_{ext}}$, qui est de forme cylindrique, peut être assimilé à l'écoulement sur un cylindre très long pour lequel on retient la formule suivante :

$$\overline{Nu_{ext}} = (0.4.Re^{0.5} + 0.06.Re^{2/3})Pr^{0.4} \quad (28)$$

Notons que la relation (28) donne une précision acceptable pour un nombre de Reynolds compris entre $10 < Re < 10^5$ et un nombre de Prandlt compris entre $0.67 < Pr < 300$.

Le nombre de Nusselt moyen dans l'entrefer $\overline{Nu_g}$ est calculé dans l'entrefer immergé de la machine à flux axial à double stator définie au rayon moyen. La machine à flux axial est alors assimilée à une machine linéaire, on considère la relation donnée dans (Andreozzi *et al.*, 2008), établie pour une convection forcée entre deux parois verticales en mouvement relatif :

$$\overline{Nu_g} = 0.024.Re^{0.68} \quad (29)$$

Connaissant la conductivité thermique de l'eau de mer à 30°C et l'entrefer effectif, $Z_{g,eff}$, entre le rotor et le stator (distance mécanique entre le rotor et le stator), on en déduit le coefficient de convection selon la relation suivante :

$$\overline{h_g} = \frac{\overline{Nu_g} \lambda_{eau}}{Z_{g,eff}} \quad (30)$$

4. Dimensionnement de la MFADS et validation numériques des modèles

4.1. Formalisation de la méthodologie et du problème d'optimisation

Les modèles électromagnétique et thermique de la MFADS sont utilisés pour résoudre un problème d'optimisation visant à minimiser le coût des parties actives (cuivre, fer, aimants). Le coût est calculé en multipliant les masses des parties actives par les prix au kilogramme listés dans le *Tableau 4*. Les prix des terres rares et du cuivre varient selon l'offre et la demande sur les marchés (l'impact de la

variabilité des prix est discuté dans (Péra et Alvarez, 2011)), ce qui nécessite une mise à jour régulière pour avoir une étude quantitative précise. Cependant, les données du *Tableau 4* sont issues de la référence (Drouen *et al.*, 2008), ce qui permet d'effectuer une comparaison qualitative des coûts des parties actives avec ceux issus de cette référence qui concerne le dimensionnement d'une structure à flux radial pour le même cahier des charges et selon la même méthodologie que ceux adoptés dans cet article. Par ailleurs, les coûts d'usinage et d'assemblage, difficiles à estimer précisément, ne sont pas inclus dans la fonction coût ici notée $C(x)$.

Tableau 4. Coût des matériaux actifs par unité de masse (Drouen et al., 2008).

Cuivre	6,0	€/kg
Fer	0,5	€/kg
Aimants (NdFeB)	87,0	€/kg

Cette minimisation de coût est menée sous contraintes. Ainsi, la fonction $T_c(x)$ représente la contrainte sur la température du bobinage, qui ne doit pas dépasser la température maximale T_{max} définie par les isolants. Une autre contrainte $H_{cmax}(x)$ liée au champ magnétique, susceptible de désaimanter les aimants est également prise en compte. De plus, une contrainte sur le rendement notée $\eta_{elec}(x)$ est ajoutée afin de garantir un rendement minimum, le rendement minimal est ici fixé à 0.8 comme dans l'étude (Drouen *et al.*, 2008) où une machine à aimants permanents à flux radial est dimensionnée pour ce même cahier des charges. Il est rappelé que les modèles et la méthode de conception mis en œuvre dans cette étude de référence sont semblables à ceux ici utilisés: une comparaison entre la solution à flux axial ici développée et la solution à flux radial développé dans (Drouen *et al.*, 2008) est donc légitime. Les spécifications $\bar{S}_m$ et $\bar{S}_l$ sont fixés lors de l'optimisation et seules les composantes du vecteur $\bar{x}$ sont libérés (et bornées par des bornes supérieurs et inférieurs). La relation suivante résume le problème d'optimisation :

$$\begin{aligned}
 x^* = \min_{x \in X} \|C(x)\| \\
 \left\{ \begin{array}{l} T_c(x) \leq T_{max} \\ |H_{cmax}(x)| \leq |H_{cj}| \\ \eta_{elec} \geq \eta_{elec_{min}} \\ LB \leq x \leq UB \end{array} \right. \quad (31)
 \end{aligned}$$

La relation (31) illustre le problème d'optimisation étudié : les variables, les contraintes linéaires et non linéaires sont représentées et identifiées. Le modèle électromagnétique décrit précédemment permet alors le calcul des paramètres géométriques de la machine, ce qui permet d'obtenir le couple électromagnétique correspondant : seules les variables A_L , J , B_{gmax} et les spécifications sont à connaître pour ce calcul. Cette optimisation est implémentée sous MATLAB® *optimization toolbox*® ou la fonction *fmincon* est utilisée.

4.2. Résultats du pré dimensionnement et validation numériques des modèles

Le *Tableau 5* donne le résultat de l'optimisation : la solution optimale x^* et le jeu de dimensions correspondant sont précisés.

Tableau 5. Solution optimale trouvée.

	DSAFPM			
x^*	Densité de courant	J	6,4	A/m ²
	Charge linéique de courant	A_L	45000	A/m
	Induction dans l'entrefer	B_{gmax}	0,3462	T
g^*	Nombre de paires de pôles	p	200	
	Rayon interne	R_i	5,5	m
	Rayon externe	R_e	5,541	m
	Épaisseur radiale	ΔR	4,18	cm
	Rayon moyen	R_m	5,52	m
	Pas polaire	τ	8,66	cm
	Ouverture d'aimants	β_m	0,65	
	Ouverture des dents	β_t	0,31	
	Epaisseur de culasse	Z_Y	0,96	cm
	Profondeur d'encoche	Z_{hs}	1,57	cm
	Epaisseur d'aimant	Z_{hm}	1,1	cm
	Entrefer mécanique (aimant/stator)	Z_g	1	cm
Evaluation des contraintes	Température maximale calculée dans les conducteurs ($T_{max}=100^\circ\text{C}$, température maximale tolérée dans le bobinage)	T_c	57	°C
	Rendement électrique	η_{elec}	0,8	-
	Champ magnétique maximal dans les aimants	H_{cmax}	0,724	MA/m

4.2.1. Validation du modèle thermique

Afin de connaître le degré de précision du réseau de résistances thermiques développé dans le modèle thermique, l'équation de la chaleur bidimensionnelle est résolue avec le logiciel FEMM (Meeker, 2009). Le calcul est réalisé pour une portion d'un stator de largeur égal au pas dentaire (dent+encoche). La cartographie des températures obtenues sont représentées en *Figure 10*.



Figure 10. Cartographie de la température sous une largeur de pas dentaire.

Selon le code numérique EF, la température maximale dans l'encoche est de 58°C , ce qui correspond à une différence de 1°C avec la température obtenue par le réseau de résistances thermiques (57°C , moins de 2% d'écart). Cependant, Les coefficients de convection estimés par les formules présentées aux paragraphes précédents sont directement introduits dans les modèles analytiques et numériques. Toutefois, le calcul analytique de ces coefficients de convection est très délicat et les formules présentées se basent sur des hypothèses hydrodynamiques très fortes et ne permettent sans doute qu'une estimation d'un ordre de grandeur. De ce fait, une étude de sensibilité de la température maximale du bobinage vis-à-vis des coefficients de convection d'entrefer et de surface externe de la carène est effectuée. La Figure 11 donne une cartographie de l'écart entre la température maximale dans le bobinage calculée pour des coefficients de convection imposés et variant entre $500 \text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$ et $8000 \text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$. On remarque alors que la température du bobinage est très peu sensible (moins de 10% d'écart) à la variation des valeurs des coefficients de convection lorsqu'ils sont supérieurs à $500 \text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$ (les coefficients de convection sont estimés à $h_{\text{ext}} = 5042 \text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$, $h_{\text{ent}} = 4072 \text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$, pour la machine MFADS calculée). En effet, pour des coefficients de convection grands, les résistances thermiques de convection deviennent négligeables devant les résistances thermiques des matériaux isolants. Pour cette application où la machine électrique est bien refroidie (en grande partie par l'entrefer immergé), un modèle thermique tenant compte uniquement de la conduction thermique est donc a priori suffisant pour estimer correctement la température maximale du bobinage (l'immersion de la machine et de l'entrefer impliquent des coefficients de convection élevés).

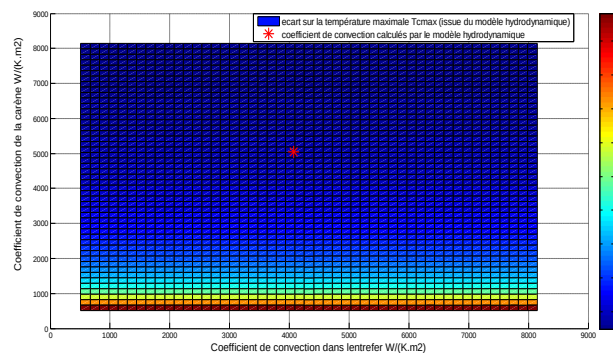


Figure 11. Ecart sur la température maximale du bobinage pour la MFADS calculée et la température calculée pour des coefficients de convection variables.

4.2.2. Validation du modèle électromagnétique

A partir du jeu de variables $\vec{x} = \left(A_L = 51183 \text{ A/m}, J = 7.15 \text{ A/mm}^2, B_{g_{\max}} = 0.4 \text{ T} \right)$ (Djebarri et al., 2011), les dimensions de la machine sont calculées, d'une part, avec la formule 1D donnée dans (8) et, d'autre part, avec la formule 2D donnée dans (9). Le code numérique FEMM (Meeker, 2009) est alors utilisé pour estimer les couples électromagnétiques correspondant à ces deux jeux de dimension. Le *Tableau 6* résume les résultats obtenus.

Tableau 6. Comparaison des couples EM des machines obtenues par les formules 1D et 2D avec les calculs EF.

	Couple désiré $\langle T_{EM} \rangle$ (kNm)	Couple $\langle T_{EM} \rangle$ éléments finis (kNm)	Z_{hm} (cm)	Ecart
Formule 1D équation (8)	191	180	1.26	5.8 %
Formule 2D équation (9)		191.7	1.41	0.5 %

Les résultats présentés dans le *Tableau 6* montrent un écart de l'ordre de 6% sur le couple EM de la machine calculée à partir de la formule 1D, alors que pour la formule 2D, l'écart avec le calcul par EF est inférieur à 1%. De plus, les cartographies du champ montrent que les pièces ferromagnétiques de la machine ne sont pas saturées *Figure 12a*, et que le champ magnétique maximal auquel sont soumis les aimants ne dépasse pas la valeur du champ coercitif H_c *Figure 12b*. Pour compléter ces éléments de validation, des calculs EF 3D ont également été réalisés pour caractériser l'importance des effets 3D liés au rapport élevé entre l'entrefer magnétique et l'épaisseur active de la machine. Ces calculs ont montré des fuites de flux 3D de l'ordre de 15%.

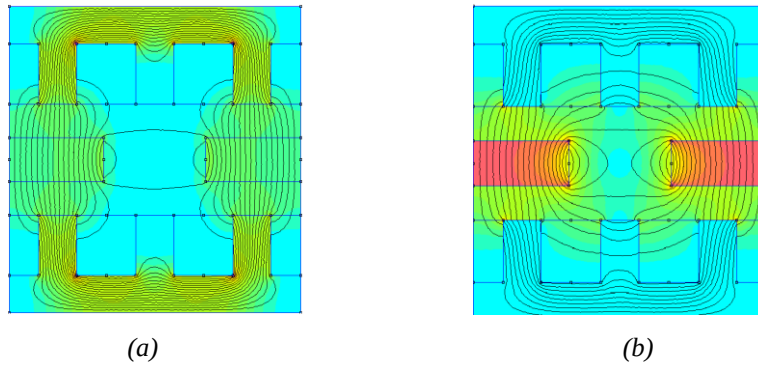


Figure 12. Induction sous pôle, cas des flux additifs (Tableau 5) (a), Champ magnétique sous pôle, cas des flux soustractifs (Tableau 5) (b).

5. Comparaison de la machine à flux axial (MFADS) avec la machine à flux radial et analyse des performances

5.1. Comparaison des deux structures et analyse des coûts et masses des parties actives

Le *Tableau 7* donne une comparaison des dimensions principales entre la machine à flux axial à double stator et la machine à flux radial dimensionnée dans (Drouen *et al.*, 2008). On retrouve un jeu de dimension comparable entre les deux machines. Les deux machines obtenues sont relativement courtes et peu épaisses (équivalent à la longueur dans le cas des machines à flux radial), ce qui semble bien répondre aux spécifications liées à la géométrie d’une topologie Rim-Driven où la machine est disposée dans une tuyère entourant l’hélice comme représenté sur la *Figure 9*. La silhouette de la MFADS est représentée à l’échelle sur la *Figure 13*.

Tableau 7. Dimensions principales des deux machines.

	Machine RFPM (Drouen et al., 2008)	DSAFPM	unité
Nombre de paires de pôles	200		-
Rayon interne	5.5		m
Largeur du circuit magnétique de la génératrice	10	8.2	cm
Longueur active	4	4.18	cm
Epaisseur aimants	1	1.1	cm

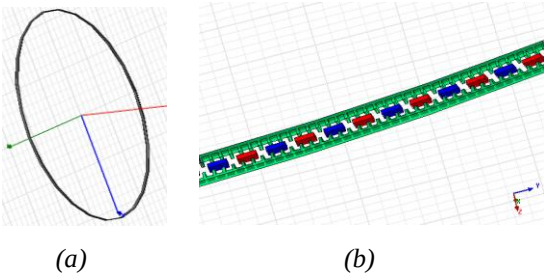


Figure 13. Représentation à l’échelle de l’enveloppe (a), et des culasses de la MFADS (b).

Une comparaison des coûts et masses des parties actives est menée entre les deux machines obtenues (machine à flux axial double stator et à flux radial mono stator). Cette étude montre que les masses et les coûts sont comparables entre les deux machines *Figure 14a* et *Figure 14b*. Notons que le fait que la machine à flux axial soit sans fer au rotor implique un rotor plus léger.

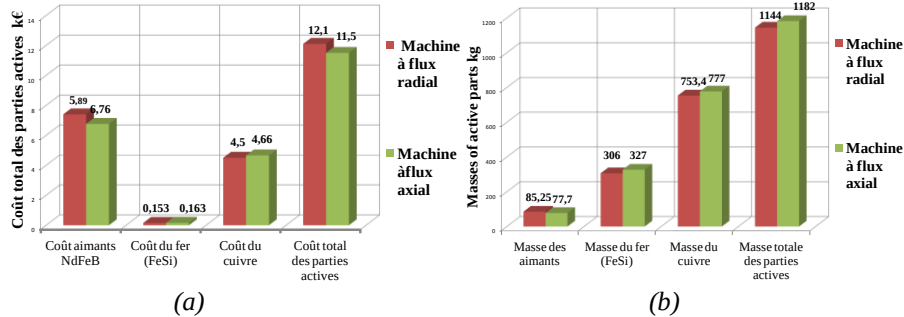


Figure 14. Comparaison des coûts des parties actives entre les deux machines (a), comparaison des masses des parties actives entre les deux machines.

On peut également relever que la proportion du volume des têtes de bobines est très importante (environ 80% du volume total de cuivre) par rapport au volume de cuivre actif dans les deux machines. Ceci est une spécificité typique des cahiers des charges Rim-Driven ou la génératrice du fait qu'elle se situe à la périphérie de l'hélice (grand diamètre) se caractérise par une très faible profondeur active. Le bobinage dans cette étude est considéré à pas diamétral ($S_{pp}=1$) pour que les résultats soient comparables à l'étude de référence (Drouen *et al.*, 2008). Toutefois, l'adoption d'un bobinage plus approprié (par exemple un bobinage concentré) pour ce type de machine permettrait un gain significatif en volume de cuivre et en rendement.

Les structures magnétiques à flux axial sont connues pour être mécaniquement moins stables que les machines à flux radial, ces dernières nécessitent un renforcement mécanique en métal amagnétique plus important que les topologies à flux radial. Cependant, pour des applications hydroliennes, la masse de la génératrice n'est pas forcément un critère pénalisant du fait que cette masse contribue à la stabilité de l'hydrolienne au fond de l'eau. Contrairement aux applications éoliennes, où la minimisation de la masse totale de la génératrice est un point déterminant du fait que la génératrice est placée dans une nacelle à la tête de l'éolienne. De plus, le prix des matériaux inactifs (acier amagnétique) est faible devant le prix des matériaux actifs (cuivre, aimants), ce qui a priori n'influence pas significativement la comparaison des coûts matière entre les deux machines. Ces aspects liés à la tenue mécanique des machines à flux axial et à flux radial sont traités dans (Mueller, 2005 ; McDonald, 2008) : les tendances sont discutées et analysées pour des génératrices éoliennes de grand diamètre qui peuvent être comparées aux machines que nous étudions.

5.2. Analyse des pertes et du comportement thermique de la MFADS

Concernant le comportement thermique, la machine à flux axial à double stator est nettement plus froide que la machine à flux radial. En effet, pour des pertes et un couple électromagnétique identique, la température du bobinage est de 57°C pour la MFADS alors qu'elle est de 97°C pour la machine à flux radial, ce qui est expliqué par la multiplication des surfaces latérales d'échange thermique. Toutefois, si

l'élévation de la résistivité du cuivre en fonction de la température est prise en compte, la machine à flux axial à double stator pourrait avoir un rendement meilleur qu'une machine simple stator. Cet éventuel gain en rendement serait d'autant plus important que les pertes Joule sont majoritaires pour les machines lentes.

La *Figure 15* donne un front de Pareto du coût total des parties actives de la MFADS et du rendement. Pour chaque valeur de rendement fixé, le coût total des parties actives est minimisé selon la procédure décrite précédemment. On constate naturellement que la machine présente un rendement minimal qui correspond aux pertes maximales tolérées, qui sont limités par la saturation de la contrainte sur la température maximal tolérable par le bobinage, le rendement maximal, quand à lui correspond à des pertes minimales (dépend du choix des matériaux actifs et du volume des têtes de bobines). De plus, nous notons que le coût des parties actives augmente significativement avec le rendement, ce qui est typique des machines lentes ou les pertes Joule sont majoritaires. Ainsi, pour cette technologie ou la génératrice est bien refroidie du fait de son immersion (au niveau extérieur et de l'entrefer), la contrainte sur la température maximale du bobinage est moins pénalisante que la contrainte en rendement.

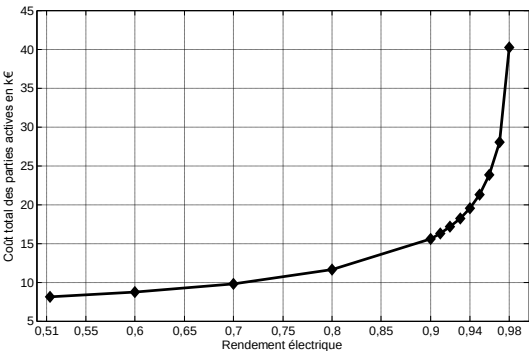


Figure 15. Front de Pareto, coût des parties actives de la MFADS et du rendement.

Il est également intéressant de montrer l'apport de l'immersion de l'entrefer sur l'amélioration du refroidissement de la machine. Le *Tableau 8* illustre cet apport bénéfique sur le comportement de la machine en précisant la part des flux thermiques échangés entre la machine et les surfaces de convections (surface externe de la carène et paroi d'entrefer). Ainsi, l'immersion de l'entrefer contribue à l'évacuation de plus de 30% des pertes de la machine. Néanmoins, immerger l'entrefer conduit sans doute à des pertes visqueuses plus importantes. Ces pertes visqueuses liées à l'immersion de l'entrefer ne sont pas prises en compte dans cette étude.

Tableau 8. Flux thermiques échangés avec les surfaces de convections.

Flux thermique échangé avec la surface externe de la carène	$\varphi_3 + \varphi'_3$	4847	W/m ²
Flux thermique échangé avec l'entrefer inondé	$-(\varphi_1 + \varphi'_1)$	2875	W/m ²

6. Conclusions

L'étude présentée détaille une méthode de dimensionnement de machines à flux axial poly entrefer à grand diamètre et à entrefer immergé pour des cahiers des charges d'hydroliennes à entraînement circonférentiel (RIM-DRIVEN). Ainsi, des éléments spécifiques de conception concernant l'identification du cahier des charges, le modèle électromagnétique et le modèle thermique sont décrits. Après un bref état de l'art concernant l'application hydrolienne et les solutions d'association machine/turbine pour cette application, une machine à flux axial à double stator a été proposée pour un concept d'hydrolienne à entraînement circonférentiel. Ensuite, une validation numérique des modèles proposés a été effectuée, les résultats obtenus sont discutés et comparés avec une machine à aimants permanents à flux radial, dimensionnée pour un même cahier des charges et par une méthodologie identique. Il apparaît des coûts et des masses comparables pour les deux machines. Cependant, le comportement thermique est nettement plus favorable pour la machine à flux axial à double stator du fait de la présence de plusieurs surfaces latérales d'échanges thermiques. Cet avantage est en outre accentué par l'immersion de l'entrefer qui contribue à l'évacuation d'une part significative des pertes du stator. Dans cette première étude, la machine est dimensionnée en considérant exclusivement le régime nominal. Le dimensionnement de l'ensemble convertisseur/génératrice /hélice sur un cycle de fonctionnement intégrant les variations des courants de marées et la prise en compte des contraintes de pilotage en limitation de puissance pourraient être abordés dans des travaux futurs. Ceci pourrait aboutir sur des solutions plus adaptées à l'application étudiée.

Remerciements :

Ces travaux sont financés par la Marine Nationale et bénéficient d'un soutien de la société ECA-EN.

Bibliographie

- Andreozzi A. (2008), Brianco N., Monca O. and Naso V. Effect of a moving plate on heat transfer in a uniform heat flux vertical channel," *International Journal of heat Transfer*, vol. 51, n°15-16, pp. 3906-3912.
- Bertin Y. (1999). Refroidissement des machines électriques tournantes. *Technique de l'Ingénieur*, Traité de Génie Electrique, D3460.
- Brisset S. (2006), Gillon F., Brochet P., Dhelft R. Conception d'une motopompe synchrone à flux axial et à bobinages concentrés. *Revue Internationale de Génie Electrique*, vol. 09, n°2-3, pp. 185-208.
- Clarke J. (2010), Connor G., Grant A., Johnstone C. and Ordonez-Sanchez S. Analysis of a single point tensioned mooring system for station keeping of a contra-rotating marine current turbine. *IET Renewable Power Generation*, vol. 4, n°6, pp. 473-487.

- Chalmers B.J. (1999), Wu W. and Spooner E. An axial-flux permanent-magnet generator for a gearless wind energy system. *IEEE Transaction on Energy Conversion*, vol. 14, n°2, pp. 251-257.
- Cavagnino A. (2002), Lazzari M., Profumo F., Tenconi A. A Comparison Between the Axial Flux and the Radial Flux Structures for PM synchronous Motors. *IEEE Transaction on Industry Applications*, vol. 38, n°6, pp. 1517-1524.
- Drouen L. (2008), Charpentier J.F., Semail E., Clenet S. Investigation on the performances of the electrical generator of a rim-driven marine current turbine. in *Proceedings of the 2008 ICOE*, Brest (France), pp. 1-6.
- Drouen L. (2010). Machines électriques intégrées à des hélices marines, contribution à une modélisation et conception multi-physique. *Thèse de doctorat*, Arts & Métiers ParisTech.
- Dubois M.R. (2000), Polinder H. and Ferreira J.A. Comparison of generator topologies for direct-drive wind turbines. in *Proceedings of the 2000 NORPIE*, Aalborg (Denmark), pp. 22-26.
- Djebbari S. (2011), Charpentier J.F., Benbouzid M., Guemard S., “Pré Dimensionnement d’une Machine à Flux Axial à Double Stator pour un Cahier des Charges d’une Hydrolienne à Entraînement Circonférentiel”, *Electrotechnique du Futur, EF’2011*, 9 p.
- Harris R.E. (2004), Johanning L. and Wolfram J., “Mooring systems for wave energy converters: A review of design issues and choices,” in *Proceedings of the 2004 MAREC*, Blyth, (UKA), pp. 1-10.
- Howey D. A. (2010). thermal design of air-cooled axial flux permanent magnet machines. *Thèse de doctorat*, Imperial College London.
- Keysan O. (2011), McDonald A.S. and Mueller M. A direct drive permanent magnet generator design for a tidal current turbine (SeaGen). in *Proceedings of the 2011 IEEE IEMDC*, Niagara Falls (Canada), pp. 224-229.
- Krovel O. (2004), Nilssen R., Skaar S. E., Lovli E., Sandoy N. Design of an Integrated 100kW Permanent Magnet Synchronous Machine in a prototype Thruster for Ship Propulsion. in *Proceedings of the ICEM’2004*, Crasnow (Poland), 5-8.
- Leijon M. (2003), Bernhoff H., Berg M., and Agren O. Economical considerations of renewable electric energy production - especially development of wave energy. *Renewable Energy*, vol. 28, n°8, pp. 1201-1209.
- Maloberti O. (2011), Krebs G., Marchand C., Condamin D., Kobylanski L., Bomme E. Modélisation électromagnétique et thermique d’un moteur à flux axial et à aimants permanents. *European Journal of Electrical Engineering*, vol. 14, n°2-3, pp. 183-214.
- Meeker D. (2009). *Finite Element Method magnetic: version 4.2*. Manuel Utilisateur.
- Moury S. (2009), Iqbal M.T. A permanent magnet generator with PCB stator for low speed marine current applications. in *Proceedings of the 2009 IEEE ICDRET*, Dakha (Bangladesh), pp. 1-4.
- Muljadi E. (1999), Butterfield C. P., Wan Y. Axial-Flux Permanent-Magnet Generator with a Toroidal Winding for Wind-Turbine Applications. *IEEE Transaction on Industry Applications*, vol. 35, n°4, pp. 831-836.
- Matagne E. (1991). *Contribution à la modélisation des dispositifs électromagnétiques en vue de leur modélisation*. Thèse de doctorat en physique, Université Catholique de Louvain.

- Mellor P.H. (1991), Roberts D. and Turner D.R. Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design. *IEE Proc. B*, vol. 138, n°5, pp. 205-218.
- Mueller M. A. (2005), McDonald A. S., Macpherson D. E. Structural analysis of low-speed axial-flux permanent-magnet machines. *IEE Proc.-Elect Power Appl.*, vol. 152, n°6, pp. 1417-1426.
- McDonald A. S. (2008), Mueller M. A., Polinder H. Structural mass in direct-drive permanent magnet electrical generators. *IET Renewable Power Generation*, vol. 2, n°1, pp. 3-15.
- OpenHydro, (2012), site web, "<http://www.openhydro.com/news/010911.html>", consulté en septembre 2012.
- Péra T. (2011), Alvarez I. Evolution des Actionneurs Automobiles pour les Défis du Futur : Augmenter fonctionnalité et légèreté. *Electrotechnique du Futur, EF'2011*, Belfort, 9 p.
- Semken R.S. (2012), Polikarpova M., Roytta P., Alexandrova J., Pyrhonen J., Nerg J., Mikkola A. and Backman J. Direct-drive permanent magnet generators for high-power wind turbines: Benefits and limiting factors. *IET Renewable Power Generation*, vol. 6, n°1, pp. 1-8.
- Seaflo. (2005). *Pilot project for the exploitation of marine currents*. EU Research Report, EUR 21616.

Annexe

- P_{12} : Pertes joules dans une encoche ;
 P_{23} : Pertes fer dans une culasse sous une portion d'encoche ;
 P'_{12} : Pertes fer dans une dent ;
 P'_{23} : Pertes dans une culasse sous une portion de dent ;
 R_{11} : Résistance thermique de convection avec l'eau de mer dans l'entrefer ;
 R_{12} : Résistance thermique de conduction de la résine protectrice ;
 R_{13} : Résistance thermique de l'isolant ;
 R_{14} : Résistance thermique de la partie basse du schéma en T (coté pertes dans le cuivre) ;
 R_{15} : Résistance thermique de contact de la source R_{3z} du schéma en T (pertes dans le cuivre) ;
 R_{21} : Résistance thermique partie haute schéma en T (coté encoche) ;
 R_{22} : Résistance thermique de l'isolant ;
 R_{23} : Résistance thermique de contact culasse / isolant ;
 R_{24} : Résistance thermique de la partie basse du schéma en T (coté pertes dans la culasse) ;
 R_{25} : Résistance thermique de contact de la source R_{3z} du schéma en T (coté pertes dans la culasse) ;
 R_{31} : Résistance thermique de la partie haute du schéma en T (coté pertes dans la culasse) ;
 R_{32} : Résistance thermique de contact culasse / carcasse ;
 R_{33} : Résistance thermique de la carcasse (tuyère) ;
 R_{34} : Résistance thermique de convection avec l'eau de mer (externe au stator) ;
 R_{ct1} : Résistance thermique tangentielle de contact avec la source (pertes dans le cuivre) ;
 R_{ct2} : Résistance thermique tangentielle de contact avec la source (pertes dans la dent) ;
 R_{Cu} : Résistance thermique tangentielle (partie basse d'un schéma en T tangentielle) coté encoche ;
 R_{isor} : Résistance thermique tangentielle de l'isolant sur la paroi d'une dent ;
 R_{cif} : Résistance thermique tangentielle de contact isolant / dent ;
 R_{fer} : Résistance thermique tangentielle (partie basse d'un schéma en T tangentielle) coté dent ;
 R'_{11} : Résistance thermique de convection avec l'eau de mer dans l'entrefer ;
 R'_{12} : Résistance thermique de conduction de la résine protectrice ;
 R'_{13} : Résistance thermique de contact isolant / culasse sous une portion de dent ;
 R'_{14} : Résistance thermique de la partie basse du schéma en T (coté pertes dans la dent) ;
 R'_{15} : Résistance thermique de contact de la source R_{3z} du schéma en T (coté pertes dans la dent) ;
 R'_{21} : Résistance thermique de la partie haute du schéma en T (pertes dans la dent) ;
 R'_{22} : Résistance thermique de la partie basse du schéma en T (pertes dans la culasse) sous une portion de dent ;
 R'_{23} : Résistance thermique de contact, R_{3z} du schéma en T (coté pertes dans la culasse) sous une portion de dent ;
 R'_{31} : Résistance thermique de la partie haute du schéma en T (pertes dans la culasse) sous une portion de dent ;
 R'_{32} : Résistance thermique de contact culasse / isolant sous une portion d'encoche ;
 R'_{33} : Résistance thermique de la carcasse (tuyère) ;
 R'_{34} : Résistance thermique de convection avec l'eau de mer (externe au stator) sous une portion de dent.