

Méthodologie de dimensionnement sur cycle d'une machine synchrone rapide à aimants permanents

Application au stockage inertiel longue durée

BERNARD Nicolas, OLIVIER Jean-Christophe

Laboratoire IREENA, Université de Nantes, 44600 Saint-Nazaire

RESUME -Dans cet article nous présenterons une méthodologie d'optimisation sur cycle d'une machine synchrone à aimants permanents associée à un éventuel réducteur de vitesse par une approche purement analytique. On s'intéressera en particulier aux applications à hautes vitesses de rotation et on cherchera à minimiser le volume et les pertes sur le cycle. On montrera, qu'à partir des profils de couple et de vitesse, il est possible d'exprimer le résultat sous forme analytique. Cette approche, hormis un temps de calcul réduit, permet d'établir des lois générales de dimensionnement permettant de choisir objectivement les matériaux, la fréquence de conversion, le rapport de réduction, etc... En guise d'illustration, nous appliquerons la méthodologie au dimensionnement d'un système de stockage électromécanique d'énergie longue durée.

Mots-clés—MSAP, machines rapides, optimisation sur cycle, stockage électromécanique.

NOTATIONS

B_{fm}	: induction maximale d'entrefer	[T]
F_{MM}	: force magnétomotrice statorique	[At]
g	: rapport du réducteur de vitesse	
h	: coefficient d'échange thermique	[W/m ² K]
k_{ad}	: coefficient de pertes fer additionnel	
k_b	: coefficient de bobinage	
k_{ec}	: coefficient de pertes par courants de Foucault	
k_f	: coefficient de remplissage en cuivre dans la zone bobinée	
k_{f0}	: coefficient de remplissage en cuivre par encoche	
k_h	: coefficient de pertes par hystérésis	
k_t	: rapport pas d'encoche/pas dentaire	
L	: longueur active	[m]
$2n_s$: nombre de conducteurs/pôle/phase	
p	: nombre de paires de pôles	
R	: rayon extérieur	[m]
R_s	: rayon interne stator	[m]
r_s	: rayon interne stator réduit	
R_w	: rayon de fond d'encoche	[m]
r_w	: rayon de fond d'encoche réduit	
R_r	: rayon extérieur rotor	[m]
t_h	: épaisseur des tôles	[m]
V_p	: vitesse périphérique	[m/s]
ΔT_{max}	: élévation maximale de température	[°C]
ρ_{fer}	: densité du fer	[kg/m ³]
σ_c	: conductivité électrique du cuivre	[S.m ⁻¹]
σ_{fer}	: conductivité électrique du fer	[S.m ⁻¹]

τ	: pas dentaire	[m]
τ_L	: rapport longueur/rayon rotor	
Ω	: pulsation mécanique	[rad/s]

1. INTRODUCTION

Avec l'amélioration des performances dans le domaine des matériaux, de l'électronique de puissance et de la commande, le développement des applications utilisant des machines rapides est en constante progression depuis ces dix dernières années[1], [2], [3]. Qu'il s'agisse, de petites (machines-outils) ou de moyennes et fortes puissances (véhicules automobiles, stockage inertiel), les applications sont, pour la plupart, définies par des profils de couple et de vitesse variables où l'optimisation ne peut être basée sur un seul point de fonctionnement. De façon classique, ce problème est résolu par l'utilisation d'un outil d'optimisation de type stochastique (algorithme génétique par exemple) couplé à une modélisation analytique ou semi-analytique[4],[5]. Les temps de calcul sont alors longs et le résultat fourni difficile à interpréter. Certains choix, comme le type de matériaux (tôles fer-Silicium ou poudre de fer), doivent être alors faits a priori. Nous allons montrer que ce problème peut être traité analytiquement et appliquerons notre méthode au stockage électromécanique d'énergie longue durée pour la propulsion d'un petit navire électrique.

2. MODELISATION DE LA MACHINE

Nous traiterons le cas des machines synchrones à aimants permanents (PMSM) montés en surface (Figure 1 et Figure 2) pour lesquelles une modélisation 1-D donne des résultats satisfaisants.

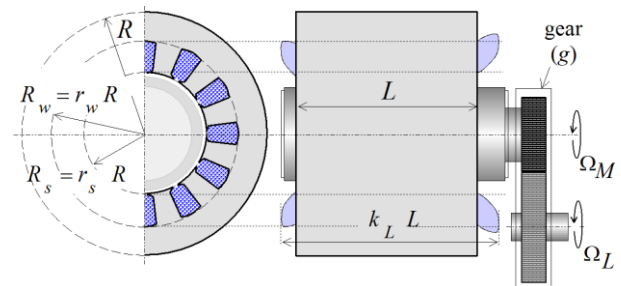


Figure 1: géométrie de la machine et variables associées

Nous considèrerons le comportement des matériaux magnétiques linéaires et nous limiterons notre présentation au premier harmonique.

Les fonctionnements à hautes vitesses de rotation conduisant naturellement à des faibles niveaux d'induction, l'augmentation des épaisseurs d'entrefer qui en découle nous permettra de négliger la réaction magnétique de l'induit ainsi que les pertes dans les aimants[6]. Le dimensionnement du rotor et des aimants peut alors être mené de façon indépendante et le problème d'optimisation du rotor, réduit à la seule variable B_{fm} .

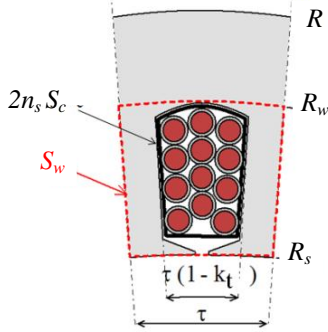


Figure 2: géométrie et paramètres d'une encoche

2.1. Expression du couple électromagnétique

On considère un bobinage triphasé statorique comportant $2n_s$ conducteurs par pôle et par phase. Pour une induction d'excitation par aimants permanents à répartition sinusoïdale dans l'entrefer et d'amplitude B_{fm} constante, l'expression du couple électromagnétique s'écrit :

$$C_{em}(t) = \frac{12}{\sqrt{2}} k_b R_s L p B_{fm} F_{MM}(t) \quad (1)$$

Avec $F_{MM}(t)$, l'évolution temporelle de la force magnétomotrice efficace produite par phase définie par $F_{MM}(t) = n_s I_{seff}(t)$.

2.2. Expression des pertes cuivre au stator

En négligeant les effets de proximités et les pertes par courants de Foucault dans les conducteurs, on montre[7] que les pertes cuivre s'écrivent :

$$P_c(t) = \frac{144}{\pi} \left(\frac{k_L L}{k_f \sigma_c} \right) \frac{p^2}{R_w^2 - R_s^2} F_{MM}^2(t) \quad (2)$$

Le coefficient de remplissage en cuivre k_f , est défini ici comme le rapport entre la section effective de cuivre et la section de la zone bobinée S_w (couronne comprise entre les rayons R_s et R_w , voir Figure 2). Exprimé en fonction du coefficient de remplissage en cuivre par encoche k_{f0} , il s'écrit :

$$k_f = k_{f0} (1 - k_t) \quad (3)$$

2.3. Expression des pertes fer au stator

Le modèle à pertes séparées est utilisé (hystérésis et courants de Foucault)[8],[9]. Ces pertes sont calculées à partir de coefficients de pertes volumiques par hystérésis (k_h) et par courants de Foucault (k_{ec}) tel que :

$$P_{mg}(t) = k_{ad} \left(k_{ec} p^2 \Omega_M^2(t) + k_h p \Omega_M(t) \right) \left(V_d B_{dm}^2 + V_c B_{cm}^2 \right) \quad (4)$$

Avec les inductions maximales dans la culasse (B_{ym}) et dans les dents (B_{tm}), obtenues à partir de la loi de conservation du flux :

$$B_{ym} = \frac{R_s}{R - R_w} \frac{1}{p} B_{fm} \quad (5)$$

$$B_{tm} = \frac{1}{k_t} B_{fm} \quad (6)$$

Les volumes, culasse (V_{oly}) et dents (V_{olt}), s'expriment :

$$V_{oly} = \pi (R^2 - R_w^2) L \quad (7)$$

$$V_{olt} = k_t \pi L (R_w^2 - R_s^2) \quad (8)$$

Les coefficients k_h et k_{ec} se calculeront à partir des relations suivantes [10] :

$$k_h = \frac{\epsilon}{200 \pi} \rho_{fer} \quad (9)$$

$$k_{ec} = \frac{\sigma_{fer} t_h^2}{24} \quad (10)$$

Avec, ρ_{fer} la masse volumique du fer (7800kg/m³) et ϵ une valeur comprise entre 1.2 et 2 m⁴/H.kg pour le fer-silicium (4%) à grains non orientés [10]. Afin de corriger l'imprécision de ce modèle où les coefficients k_{ec} et k_h sont issus de calculs analytiques simplistes, ne prenant pas en compte, notamment, l'effet dû à la rotation du champ, un coefficient de pertes additionnel k_{ad} est utilisé.

La connaissance des coefficients de pertes reste assez approximative tant leurs valeurs varient selon les conditions (process de fabrication, conditions de fonctionnement). L'expérience montre que le coefficient k_{ad} vaut entre 2 à 4 pour des tôles fer-silicium. Ci-dessous, le Tableau 1, présente la valeur des coefficients que nous retiendrons. Ce coefficient sera pris égal à un pour les poudre de fer dans la mesure où l'on s'est appuyé directement sur des mesures [11].

Tableau 1. Valeurs des coefficients de pertes utilisés pour les matériaux magnétiques

Matériau magnétique	Tôles Fe-Si 4% (0.3 mm)	Poudre de fer
k_{ec}	$6.5 \cdot 10^{-3}$	0
k_h	15 ($\epsilon=1.2$)	200
k_{ad}	3	1

2.4. Pertes mécaniques

Les pertes aérodynamiques dans l'entrefer sont classiquement estimées à partir de la relation:

$$P_{aéro}(t) = \pi c_f \rho_{air} R_r^4 L \Omega_M^3(t) \quad (11)$$

Où ρ_{air} et R_r sont respectivement la densité de l'air (1.3 kg/m³ à 20°C et 1 atm) et le rayon externe du rotor. Le coefficient c_f dépend : de l'épaisseur d'entrefer, du rayon rotorique et du nombre de Reynolds \mathcal{R}_e . Pour un régime turbulent ($\mathcal{R}_e > 1000$), ce coefficient est approché [12] par la relation :

$$c_f = 0.515 \left(\frac{e}{R_r} \right)^{0.3} \mathcal{R}_e^{-1/2} \quad (12)$$

Pour un régime laminaire ($\mathcal{R}_e < 1000$), $c_f = 2/\mathcal{R}_e$.

Les pertes dans les roulements dépendent en particulier du type de lubrifiant, de la charge appliquée et des joints utilisés. Parmi les principaux modèles analytiques existants, Palmgren propose une modélisation relativement simple et performante[13]. Plus récent, le modèle proposé par SKF[14], qui est une amélioration du modèle de Palmgren, permet de modéliser plus finement les phénomènes. Généralement, on se ramène à une expression des pertes dans les roulements que l'on exprime sous forme :

$$P_{roul}(t) = c_1 \Omega_M^{c_2}(t)$$

Nous ne détaillerons pas ici le calcul des constantes c_1 et c_2 .

2.5. Contrainte thermique

Nous supposons ici le cas d'un régime thermique permanent. L'élévation de température entre la température maximale de la machine et l'air ambiant s'écrit, à partir du calcul de la valeur moyenne des pertes sur le cycle de fonctionnement sous la forme :

$$\Delta T_{max} = \frac{\langle P_J + P_{mg} + P_{méca} \rangle}{h S_{th}} \quad (13)$$

La surface d'échange thermique s'écrit :

$$S_{th} = 2 \pi R (xR + L) \quad (14)$$

Avec x , un facteur de correction compris entre 0 et 1 selon le degré de participation des flasques à l'échange thermique. Le coefficient d'échange thermique h globalise les effets de la convection et de la conduction. On fixera, pour une convection naturelle hégale à 10 W/m²K [15],[16].

2.6. Contraintes mécaniques

Dans le cas des machines rapides, ces contraintes limitent directement le dimensionnement de la machine. Il s'agit de la limite en tenue mécanique des parties en rotation et de la première vitesse critique. La limite en tenue mécanique peut se ramener à une limitation en vitesse périphérique V_{pmax} [17] :

$$R_{s,max} \approx R_{r,max} \leq \frac{V_{p,max}}{\Omega_{M,max}} \quad (15)$$

Dans le cas d'un fonctionnement à vitesse variable, on limite généralement la vitesse maximale de façon à ce qu'elle reste inférieure à la première vitesse critique Ω_{c1} , telle que [18],[19]:

$$\Omega_{M,max} < \Omega_{c1} = k \sqrt{\frac{\pi^4 E_Y}{64 \rho_{fer}}} \sqrt{\frac{R_0^2}{l^4 + L l^3 (R_r / R_0)^2}} \quad (16)$$

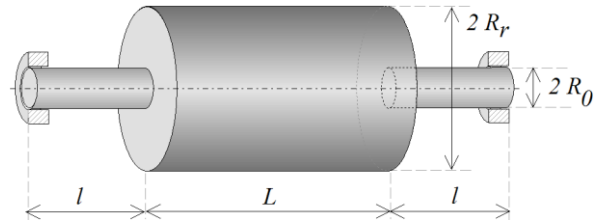


Figure 3 : géométrie du rotor et variables associées

Où E_Y le module d'Young et ρ_{fer} la densité du fer sont respectivement fixés à 210.10⁹ N/m² et 7800 kg/m³. Le coefficient k corrige la vitesse estimée théoriquement afin de prendre en considération la non homogénéité du rotor et un éventuel facteur de sécurité (on fixera $k = 0,9$). La Figure 4 montre les limitations (vitesse périphérique et 1^{ère} vitesse critique) du rayon rotorique en fonction de la vitesse maximale.

La limitation en vitesse périphérique a été tracée pour $V_{pmax} = 150$ m/s et les courbes pour la première vitesse critique ont été tracées avec les rapports géométriques suivants: $R_r/R = 0,4$, $R_0/R = 0,15$, et $L/L = 0,3$ (voir Figure 3) et pour deux rapports L/R_r (3 et 5). La Figure 4 montre que la prise en compte des deux contraintes mécanique peut se ramener à une seule : la limitation du rapport L/R_r . On fixera donc :

$$\left. \frac{L}{R_r} \right|_{max} \approx \left. \frac{L}{R_s} \right|_{max} = \tau_L \leq 5 \quad (17)$$

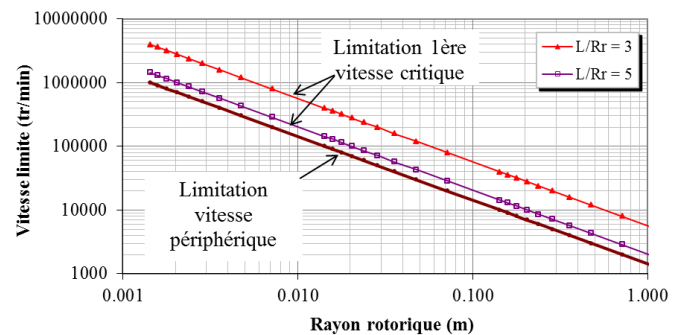


Figure 4: Limites en vitesse avec le rayon rotorique

3. OPTIMISATION SUR CYCLE

Nous chercherons ici, à minimiser les pertes énergétiques par cycle, ce qui, à échauffement maximal donné, revient à

minimiser le volume de la machine. Le cahier des charges définit généralement les profils de couple et de vitesse. Pour parvenir à résoudre analytiquement ce problème, on commence par rechercher les variables $F_{MM}(t)$ et B_{fm} optimales par dérivation de l'expression de l'énergie perdue sur un cycle. Dans le cas des machines à aimants, B_{fm} est une grandeur indépendante du temps sur tout le cycle.

Considérons, dans un premier temps, les seules pertes électriques (l'effet des pertes mécaniques sur l'optimisation sera discuté plus loin). Posons :

$$\alpha = \frac{12}{\sqrt{2}} p k_b R_s L \quad (18)$$

$$\beta = \frac{144}{\pi} \left(\frac{k_L L}{k_f \sigma_c} \right) \frac{p^2}{R_w^2 - R_s^2} \quad (19)$$

$$\gamma = \frac{\pi R_s^2 L (R^2 - R_w^2)}{p^2 (R - R_w)^2} + \frac{\pi L (R_w^2 - R_s^2)}{k_t} \quad (20)$$

Exprimées en fonction des variables $F_{MM}(t)$, B_{fm} et de la pulsation de rotation Ω_M , les équations (1), (2) et (4) s'écrivent :

$$C_{em}(t) = \alpha B_{fm} F_{MM}(t) \quad (21)$$

$$P_c(t) = \beta F_{MM}^2(t) \quad (22)$$

$$P_{mg}(t) = \gamma k_{ad} \left[k_{ec} p^2 \Omega_M^2(t) + k_h p \Omega_M(t) \right] B_{fm}^2 \quad (23)$$

L'expression des pertes moyennes s'obtient à partir de la somme des pertes cuivre moyennes et magnétiques moyennes qui s'écrivent respectivement :

$$\langle P_c \rangle = \frac{\beta}{\alpha^2 B_{fm}^2} C_{em}^2 = \frac{\beta_0}{B_{fm}^2} \quad (24)$$

$$\langle P_{mg} \rangle = \gamma k_{ad} \left[k_{ec} p^2 g^2 \Omega_{Leff}^2 + k_H p g \Omega_{Lmoy} \right] B_{fm}^2 = \gamma_0 B_{fm}^2 \quad (25)$$

A échauffement donné, donc à somme des pertes donnée, la minimisation des pertes s'obtient, lorsque les pertes cuivre moyennes sont égales aux pertes magnétiques moyennes. On obtient alors la valeur optimale de l'induction dans l'entrefer créés par les aimants :

$$B_{fmopt} = \left(\frac{\beta_0}{\gamma_0} \right)^{1/4} \quad (26)$$

L'équation 13 s'exprime donc :

$$2\sqrt{\beta_0 \gamma_0} = h S_{th} \Delta T_{max} \quad (27)$$

Si on note τ_Ω le taux d'ondulation défini comme le rapport entre la pulsation moyenne (Ω_{moy}) et la valeur efficace de la composante alternative de la pulsation (Ω_{AC}), alors, on montre que l'expression du volume peut s'écrire :

$$V_{ol} = \frac{\sqrt{2} C_{Leff} \Omega_{Leff}}{h \Delta T_{max}} \frac{L}{xR} \sqrt{\frac{k_L}{k_b^2 k_f \sigma_c}} \sqrt{k_{ad} \left(k_{ec} + \frac{k_h}{g p \Omega_{Lmoy} (1 + \tau_\Omega^2)} \right)} \sqrt{\frac{1 + r_w}{(1 - r_w)(r_w^2 - r_s^2)} + \frac{p^2}{k_t r_s^2}} \quad (28)$$

Cette relation permet de montrer les grandeurs du cycle de fonctionnement qui sont dimensionnantes : le couple efficace et les valeurs moyenne et efficace de la pulsation de rotation. D'autre part, la forme du résultat obtenu montre qu'il est possible d'optimiser séparément, la géométrie et le choix du matériau magnétique par l'étude des deux derniers termes de (28).

3.1. Optimisation de la géométrie

A partir de (28), pour un rapport L/R donné, les paramètres optimums p , r_s et r_w s'obtiennent par la minimisation de la fonction suivante :

$$F = \left(1 + \frac{k_h}{k_{ec} g p \Omega_{Lmoy} (1 + \tau_\Omega^2)} \right) \left(\frac{1 + r_w}{(1 - r_w)(r_w^2 - r_s^2)} + \frac{p^2}{k_t r_s^2} \right) \quad (29)$$

L'équation (29) montre que le rayon réduit r_s optimum ne dépend que de r_w . On obtient, après résolution numérique :

$$r_{wopt} \approx 0.225 r_s^2 + 0.2 r_s + 0.6 \quad (30)$$

L'obtention des variables p_{opt} et r_{sopt} s'obtient ensuite par la résolution du système suivant :

$$\begin{cases} 2 \frac{k_{ec} g \Omega_{Lmoy} (1 + \tau_\Omega^2)}{k_h} p^3 + p^2 - \frac{k_t r_s^2 (1 + r_w)}{(r_w^2 - r_s^2)(1 - r_w)} = 0 \\ \left(\frac{p^2}{k_t} + \frac{1 + r_w}{1 - r_w} \right) r_s^4 - 2 r_w^2 r_s^2 + r_w^4 = 0 \end{cases} \quad (31)$$

La Figure 5 et la Figure 6 montrent l'évolution des variables optimales p_{opt} , r_{sopt} et r_{wopt} obtenues après résolution du système en fonction de N , avec :

$$N = \frac{30}{\pi} g \Omega_{Lmoy} (1 + \tau_\Omega^2) \quad (32)$$

Pour un entraînement en régime continu ($\tau_\Omega = 0$), cette vitesse représente la vitesse de rotation de la machine.

Les courbes en pointillés représentent les solutions réelles (p non entier) et les courbes en trait plein représentent les solutions avec p entier. Ces figures montrent, qu'au-delà d'une certaine vitesse N (environ 3000 tr/min pour une machines à tôles fer-silicium de 0,3 mm d'épaisseur), le nombre de paires de pôle optimum est constant et vaut 1. Le système (31) montre également que pour une machine utilisant des poudres de fer

($k_{ec} = 0$), le nombre de paires de pôles optimum est indépendant de la vitesse.

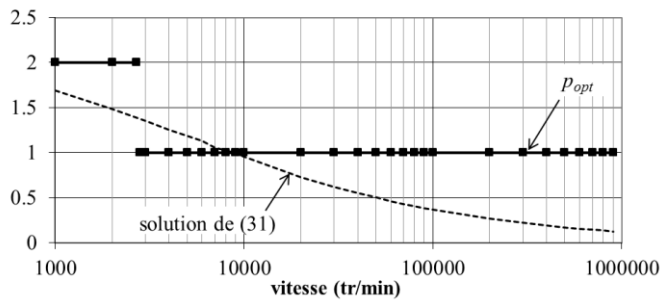


Figure 5 : nombre de paires de pôles optimum avec utilisation de tôles fer-silicium 0.3 mm

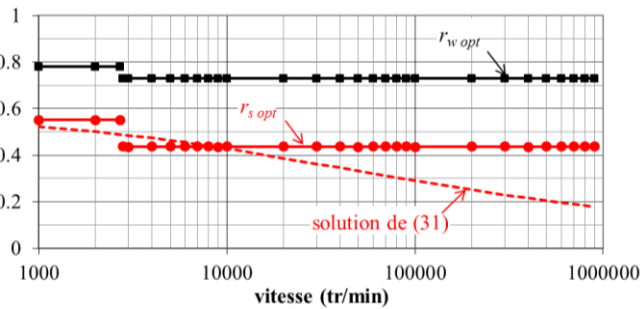


Figure 6 : rayons réduits optimaux avec utilisation de tôles fer-silicium 0.3 mm

Tableau 2. Géométrie optimale

	Machines Fe-Si (tôles 0.3 mm)	Machines Poudre de fer
p_{opt}	1 ($N > 3000$ tr/min)	2
$r_{s\ opt}$	0.44	0.55
$r_{w\ opt}$	0.73	0.78

3.2. Choix du matériau magnétique

Les performances intrinsèques d'un matériau magnétique sont caractérisées par la densité de pertes qu'il produit par unité de volume. A induction maximale de 1T, ces pertes volumiques sont données, en accord avec l'équation 4, par la relation :

$$\frac{P_{mag}}{vol_{fer}} = k_{ad} \left(k_{ec} + \frac{k_h}{2\pi f} \right) \quad (33)$$

Ce terme qui apparaît dans l'équation 31, montre qu'il est alors possible de comparer théoriquement l'utilisation de différents matériaux magnétiques et de définir des fréquences limites séparant l'utilisation optimale de chacun. La Figure 7, montre, dans le cas d'un régime continu ($\Omega = \text{constante}$ et $\tau_\Omega = 0$) comment évolue la puissance volumique calculée pour trois matériaux différents). On obtient, par exemple, une fréquence limitée d'environ 1500 Hz, entre l'utilisation de tôles fer-silicium 0.3 mm et l'utilisation de poudre de fer, résultat confirmé par [20] avec utilisation d'un algorithme d'optimisation.

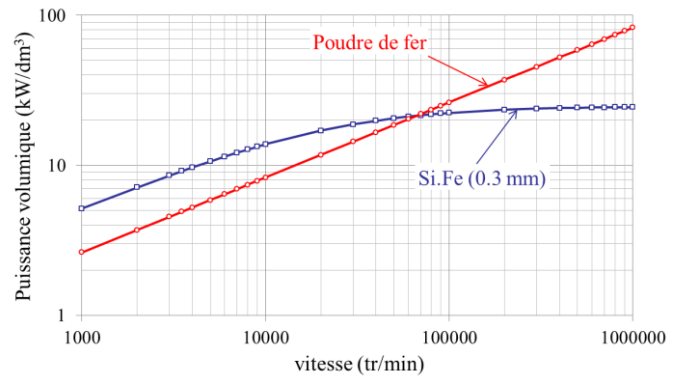


Figure 7 : comparaison des puissances volumiques optimales (cas du régime continu : $\tau_\Omega=0$)

3.3. Rapport L/R

Le choix du rapport L/R optimum dépend de la variable x , donc fortement du type de refroidissement et du degré de connaissance sur le modèle thermique. Si les flasques participent significativement au refroidissement de la machine (x proche de 1), alors la minimisation du volume s'obtient par la minimisation du rapport L/R , ce qui conduit naturellement à des formes plutôt discoïdes, à condition toutefois de respecter les contraintes mécaniques (vitesse périphérique) et magnétique (saturation).

A partir de l'expression 31, pour les paramètres géométriques optimaux ($p=1$, $r_s=0.44$ et $r_w=0.73$) et pour un régime de fonctionnement quasi continu ($\tau_\Omega \sim 0$ et $\Omega_{eff} = \Omega_{moy}$) la puissance efficace sur le cycle de fonctionnement s'écrit :

$$P_{eff} = \frac{\pi h \Delta T_{max}}{\sqrt{2}} \frac{487 (\tau_L r_s + x)}{\sqrt{k_{ad} \left(k_{ec} + \frac{k_h}{gp \Omega_{Lmoy} (1 + \tau_\Omega^2)} \right)}} \frac{V_p^3}{r_s^3 g^3 \Omega_{Lmoy}^3} \quad (34)$$

A vitesse donnée, pour des petites puissances, on pourra réduire le coefficient τ_L en augmentant la vitesse périphérique. Cette réduction de τ_L , donc de L , est cependant limitée par la contrainte magnétique et par la contrainte sur le convertisseur d'alimentation (augmentation de la force magnétomotrice, donc du courant commuté). Pour les fortes puissances, on travaillera naturellement à vitesse périphérique maximale et on ajustera la longueur de la machine pour fournir la puissance nécessaire. Cette fois-ci, la limitation provient de la contrainte mécanique.

3.4. Influence et prise en compte des pertes mécaniques

L'expression 31, montre qu'il n'existe pas d'optimum sur la valeur du rapport de réduction g (l'optimum étant g infini). Dans la pratique et dans le cas d'un entraînement indirect, le rapport de réduction est limité par la fréquence maximale du convertisseur d'alimentation et l'accroissement des pertes mécaniques. A couple et vitesse de charge donnée, si l'augmentation d'un rapport de réduction permet de baisser les pertes électriques, dans le même temps, les pertes mécaniques augmentent.

Il existe donc un rapport g optimum qui se trouvera, selon les cas, lorsque la somme des pertes électriques et mécaniques sera minimale [7]. Pour un fonctionnement sur cycle, on cherchera à minimiser le rendement en énergie.

3.5. Cas particulier : fonctionnement en régime continu et validation de l'optimisation analytique

En guise d'illustration et de validation, considérons un fonctionnement continu (ou quasi continu) sur cycle. Le tableau 3, montre différentes machines à haute vitesse de rotation réalisées et comparées dans le plan puissance/vitesse (voir Figure 8) avec la modélisation et l'optimisation présentée dans cet article. Les machines expérimentales sont ici de technologie identique (machines à aimants, utilisation de tôles fer-silicium) avec des vitesses périphériques proches. Le tracé en pointillés noirs représente la limite théorique « optimale » obtenue à partir de la relation (34) et pour une vitesse périphérique de 250 m/s.

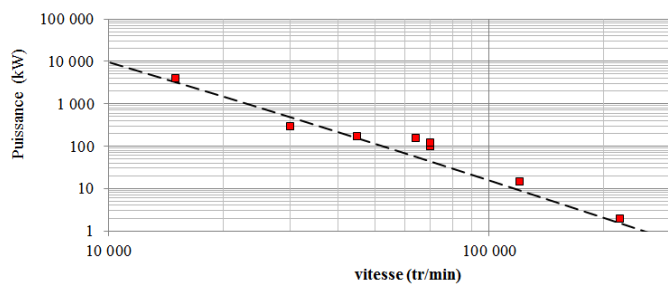


Figure 8 : comparaison entre performances théoriques et performances pratiques (cas du régime continu : $\tau_{\Omega}=0$ à $V_p = V_{p\max} = 250$ m/s)

Tableau 3. Données de machines rapides existantes

Puissance (kW)	Vitesse (tr/min)	V_p (m/s)	Ref.
4 000	15 000	240	Siemens [21]
3 00	30 000	191	S2M [22]
175	45 000	217	S2M [22]
155	64 000	240	S2M [22]
120	70 000	242	S2M [22]
15	120 000	214	[23]
2	220 000	288	[24]

4. APPLICATION AU STOCKAGE ELECTROMECHANIQUE D'ENERGIE

Nous présentons ici, le dimensionnement d'un accumulateur électromécanique d'énergie à partir de son profil de charge/décharge. Nous considérons le cas de la propulsion d'un petit navire électrique devant assurer des rotations sur des trajets courts [25]. Pour ce type d'application, le stockage électromécanique d'énergie est une technologie compétitive en termes de coût, fiabilité et durée de vie comparativement aux autres systèmes de stockage. Les cycles (durée d'une traversée) sont de 30 min. Le temps de charge (t_c) à quai est de 5 min et un temps de décharge (t_d), durée de la navigation est de 25 min. La puissance de charge P_c et la puissance de décharge P_d sont respectivement de 200 kW et -40 kW, ce qui représente une énergie à fournir pour la traversée $\Delta W = 60$ MJ.

Nous choisirons ici, compte tenu de la spécificité de l'application (stockage longue durée), de considérer le cas d'un dispositif de stockage à entraînement direct ($g=1$ donc $\Omega_L = \Omega_M$), avec volant d'inertie placé dans une enceinte sous vide et paliers magnétiques. On pourra donc négliger les pertes mécaniques. On considérera un coefficient d'échange thermique $h=10$ W/m²K). La Figure 9 montre un exemple de réalisation commercialisée dont la structure est identique à celle retenue pour notre optimisation [26].

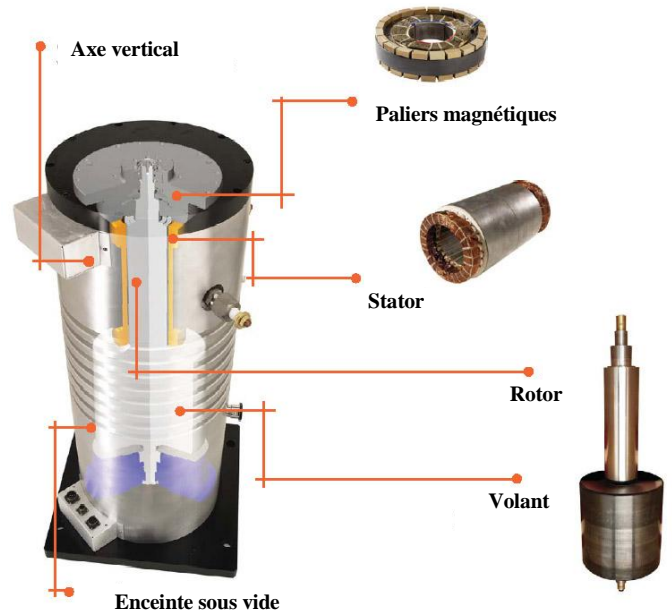


Figure 9 : exemple de structure industrielle – 300kW/800 Wh [26]

4.1. Dimensionnement du volant d'inertie

La variation d'énergie, entre une pulsation $\Omega_{L\max}$ et une pulsation $\Omega_{L\min}$ pour une inertie J donnée s'écrit :

$$\Delta W = \frac{1}{2} J \Omega_{L\max}^2 \left(1 - \frac{1}{r^2} \right) \quad (35)$$

Avec le rapport de vitesses:

$$r = \frac{\Omega_{L\max}}{\Omega_{L\min}} \quad (36)$$

La masse du volant s'écrit alors :

$$M_v = \frac{4 \Delta W}{V_{p\text{ volant}}^2} \left(\frac{r^2}{r^2 - 1} \right) \quad (37)$$

Ainsi, la vitesse périphérique maximale du matériau ainsi que la profondeur de décharge sont les deux grandeurs dimensionnantes du volant. Pour un matériau donné, la vitesse périphérique maximale se calcule à partir de :

$$V_{p\text{ volant max}} = \sqrt{\frac{s}{k_\sigma} \frac{R_e}{\rho}} \quad (38)$$

Où « s » est un coefficient de pondération en fatigue introduit par le cyclage et k_σ le coefficient de contrainte égale à 0.4 environ pour un cylindre plein. On étudiera ici, deux technologies de volant possibles : volant en acier (type Maraging 300) et fibre de Carbone R/époxy dont les caractéristiques sont présentées dans le tableau ci-dessous.

Tableau 4. Caractéristiques des matériaux [27]

Matériaux	Re (Mpa)	ρ (kg/m ³)	Re/ρ (Wh/kg)	s	V_p volant max (m/s)
Maraging 300	1950	7800	69	0.54	700
Carbone R/époxy	1380	1520	250	0.65	1200

4.2. Dimensionnement du moteur/générateur

On s'appuiera sur le dimensionnement issu de la méthodologie présentée au paragraphe précédent avec utilisation de tôles Fe-Si 0,3mm et une convection naturelle ($h=10$ W/m²K). Le volume optimal est calculé, à partir de l'équation 28, avec $cp=1$, $r_s=0.44$ et $r_v=0.73$. On considèrera un rapport $L/R = 2.2$. Les expressions de C_{Leff} , Ω_{Leff} et C_{Lmoy} sont alors calculées à partir de la relation :

$$J \Omega_L(t) \frac{d\Omega_L(t)}{dt} = P_{em}(t) \quad (39)$$

Où $P_{em}(t)$ vaut P_c pendant la phase de charge et P_d pendant la phase de navigation. On montre alors que les grandeurs dimensionnantes suivantes s'écrivent :

$$\Omega_{Lmoy} = \frac{2}{3} \Omega_{Lmax} \frac{r^3 - 1}{r(r^2 - 1)} \quad (40)$$

$$\Omega_{Leff} = \frac{1}{\sqrt{2}} \Omega_{Lmax} \sqrt{\left(\frac{1+r^2}{r^2} \right)} \quad (41)$$

$$C_{Leff} = \sqrt{\frac{J}{T} \ln(r)(P_c - P_d)} \quad (42)$$

4.3. Dimensionnement

Pour la machine, comme pour le volant d'inertie, le choix d'une vitesse périphérique maximale est favorable à la réduction des masses. En revanche, si l'augmentation de la profondeur de décharge est favorable au dimensionnement du volant, elle est défavorable à la machine (voir Figure 10).

Dans le cas de l'application étudiée, on cherchera avant tout à maximiser le rendement énergétique sur le cycle de fonctionnement et à minimiser le coût du système. Aux coûts des accessoires (paliers, enceinte, convertisseur...), minimiser la masse de l'ensemble volant-machine revient à minimiser son coût. La Figure 11, montre l'évolution du coût (coût matière corrigé) en fonction du rendement énergétique en fonction de la profondeur de décharge (r compris entre 1.5 et 5).

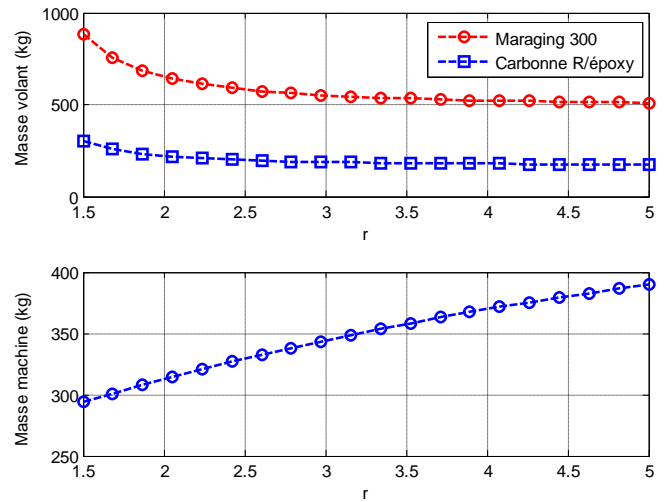


Figure 10 : variation des masses avec la profondeur de décharge à $N_{max} = 30000$ tr/min.

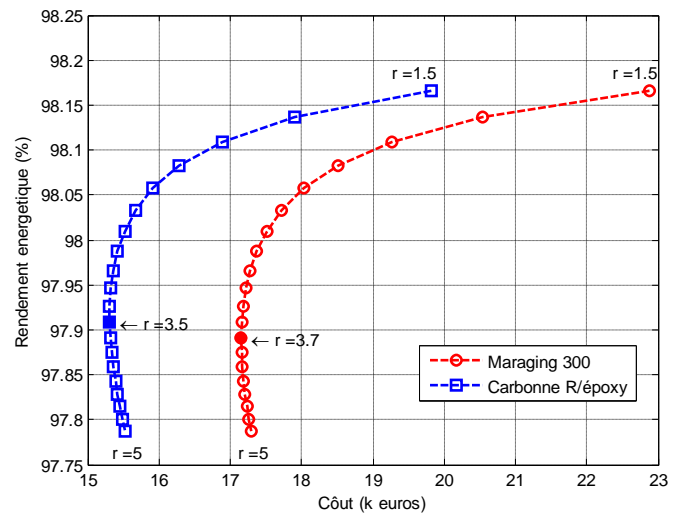


Figure 11 : Evolution du rendement énergétique sur cycle avec le coût pour différentes profondeurs de décharge ($N_{max} = 30000$ tr/min)

Les coûts matières suivants ont été considérés : 7€/kg pour le cuivre, 3€/kg pour l'acier. Pour le volant, on considère les coûts suivants : 6,6 €/kg pour le Maraging 300 et 16€/kg pour le carbone R/époxy[28]. Pour le moteur générateur, le coût total est obtenu en multipliant le coût matière par un facteur de surcoût $F_c = 7$. Ce facteur permet de prendre en compte, de façon indirecte, le coût des éléments tels que : paliers, carcasse, aimants, ... et du processus de fabrication.

La Figure 11 montre qu'il existe un optimum sur le coût global du système (hors prise en compte du convertisseur d'alimentation). L'obtention de cet optimum et sa valeur dépendent fortement du coût du moteur/générateur par rapport au coût du volant d'inertie (voir Figure 12). Lorsque le coût de la machine est faible devant celui du volant (valeur de F_c proche de 1), le coût total revenant au coût du volant, on limitera r à des valeurs comprises entre 3 et 4.

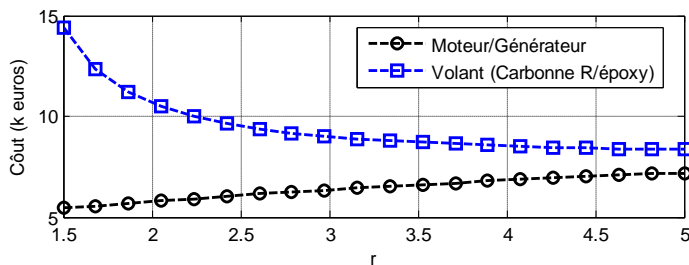


Figure 12 : Evolution des coûts avec la profondeur de décharge pour $N_{max} = 30000$ tr/min (cas d'un volant en Carbone R/époxy)

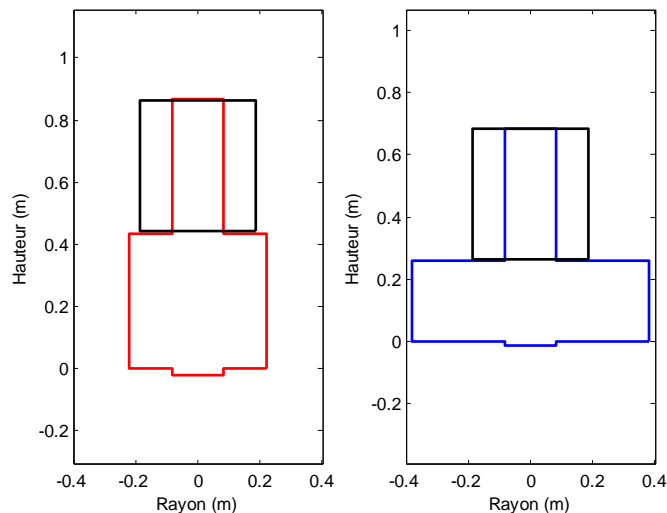


Figure 13 : géométrie des systèmes : volant acier à gauche et volant carbone R/époxy à droite)

La Figure 13 montre les géométries obtenues avec les deux technologies de volants (Maraging 300 et Carbone R/époxy). Ces deux géométries ont été obtenues pour les valeurs de r qui minimisent le coût ($r = 3.7$ pour le Maraging et 3.5 pour le carbone R/époxy).

Les résultats présentés ici sont donnés pour une vitesse maximale fixe de $30\,000$ tr/min. Une analyse, à partir de la modélisation proposée dans cet article, montre que le coût du système décroît avec cette vitesse. On montre que la prise en compte du convertisseur (coût et pertes croissantes avec la vitesse) permet de dégager une vitesse maximale optimale [29].

5. CONCLUSION

Cet article a montré qu'il est possible de résoudre le problème de l'optimisation sur cycle d'une machine synchrone à aimants permanents par une approche purement analytique. Le résultat montre que les grandeurs dimensionnantes sont alors les valeurs efficaces du couple et de la vitesse ainsi que la valeur moyenne de la vitesse sur le cycle. Une telle approche, par rapport à l'utilisation d'un algorithme d'optimisation numérique, supprime la contrainte d'un temps de calculs important et offre une visibilité parfaite sur l'optimum trouvé où le poids et la sensibilité de chaque paramètre peut être étudié simplement. Parmi les améliorations envisagées, la prise en compte de la réaction d'induit et des pertes dans les aimants

devrait permettre de généraliser la démarche d'optimisation aux machines en convection forcée et à petits entrefers.

6. PARAMETRES DE CALCUL

Donnée	Valeur	Unité
h	10 (conv. Naturelle)	W/m ² K
k_{ad}	3 (Fe-Si 4%) 1 (Poudres)	
k_b	0.9	
k_{ec}	$6.5 \cdot 10^{-3}$ (Fe-Si 4%) 0 (Poudres)	Ws ² /m ³ T ²
k_f	0.2	
k_{f0}	0.4	
k_h	15 (Fe-Si 4%) 200 (Poudres)	Ws/m ³ T ²
k_t	0.5	
t_h	0.3	mm
ΔT_{max}	100	°C
ρ_{fer}	7800	kg/m ³
σ_c	$41 \cdot 10^6$	S.m ⁻¹
σ_{fer}	$1.58 \cdot 10^6$ (Fe-Si 4%)	S.m ⁻¹
τ_L	2.2	

7. REFERENCES

- [1] M.A. Rahman, A. Chiba, T. Fukao, "Super High Speed Electrical Machines – Summary", *Extended Summary for IEEE-PES Meeting in Denver, 2004*, Panel Session on Super High Speed Drives.
- [2] Baumgartner, T. Burkart, R.M., Kolar, J.W., "Analysis and Design of a 300-W 500 000-r/min Slotless Self-Bearing Permanent-Magnet Motor", *IEEE trans. On Industrial Electronics*, Vol. 61 Issue : 8, aug. 2014.
- [3] N. Bianchi, S. Bolognani, and F. Luise, "Potentials and limits of highspeed PM motors," *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 40, no. 6, pp. 1570–1578, Nov./Dec. 2004.
- [4] Aubry, J., Ahmed, H.B., Multon, B., "Sizing Optimization Methodology of a Surface Permanent Magnet Machine-Converter System Over a Torque-Speed Operating Profile: Application to a Wave Energy Converter", *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, Vol. 59, Issue: 5.
- [5] X. Jannot, J.-C. Vannier, C. Marchand, M. Gabsi, J. Saint-Michel and D. Sadarnac, "Multiphysic Modeling of a High-Speed Interior Permanent-Magnet Synchronous machine for a multiobjective optimal Design", *IEEE Trans. on Energy Conversion*, pp 1-11, Dec. 2010.
- [6] Isao Takahashi, Takehisa Koganezawa, Guijia Su and Kazunobu Ohyama, "A Super High Speed PM Motor Drive System by a Quasi-Current Source Inverter", *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 30, no. 3, May/June 1994.
- [7] Bernard N., Martin F., Zaïm E. H., "Design Methodology of a Permanent Magnet Synchronous Machine for a Screwdriver Application", *IEEE trans. on Energy Conversion*, Vol. 27, Issue : 3, pp 624-633, sept. 2012
- [8] J. W. Shilling and G. L. Houze, "Magnetic properties and domain structure in grain oriented 3% Si-Fe", *IEEE Trans. Magn.*, vol. MAG-10, pp. 195-223, 1974.
- [9] Gmyrek Z., Boglietti A., Cavagnino A., "Estimation of iron losses in induction motors: calculation method, results and analysis", *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, vol. 57, no. 1, pp.161-171, Jan. 2010.
- [10] Jacek GIERAS, Rong-Jie WANG, Maarten J. KAMPER, "Axial flux Permanent Magnet Brushless Machines", ISBN 1-4020-2661-7, Published by Academic Publishers, Netherland.
- [11] M. Persson, P. Jansson, Höganäs AB, "Advances in powder metallurgy soft magnetic composite materials for electrical machines", *IEE Colloquium on Impact of New Materials on Design*, 8 dec. 1995, pp 41-46.
- [12] Bilgen E. and Boulos R. 1973. Fonctionnal dependence of torque coefficient of coaxial cylinders on gap width and Reynolds numbers,

Transactions of ASME, Journal of Fluids Engineering, Series I, Vol. 95, no. 1, pp. 122–126.

- [13] Arvide Palgren, "Les roulements – Description, théorie, applications", 1967.
- [14] <http://www.skf.com/fr/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/friction/skf-model/index.html>
- [15] J.F. Trigeol, Y. Bertin, P. Lagonotte, "Thermal Modeling of an Induction Machine Through the Association of Two Numerical Approaches", *IEEE Trans. Energy Conversion*, Vol. 21, no. 2, June 2006.
- [16] N. Bianchi, S. Bolognani, and F. Luise, "Potentials and limits of highspeed PM motors," *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 40, no. 6, pp. 1570–1578, Nov./Dec. 2004.
- [17] Tianyu Wang, Fengxiang Wang, Haoaran Bai, Junqiang Xing, optimization design of rotor structure for high-speed Permanent Magnet Machines", *Proc. of International Conference on Electrical Machines and Systems 2007*, Oct. 8-11, Seoul, Korea.
- [18] M. Lalanne, G. Ferraris, "Rotordynamics Prediction in Engineering", Second Edition, ISBN 0 471 97288 6.
- [19] A. Borisavljevic, H. Polinder, J. A. Ferreira, "On the Speed Limits of Permanent-Magnet Machines," *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, vol. 57, no. 1, pp. 220-227, Jan 2010.
- [20] Yunkai Huang, Qiansheng Hu, Jianfeng Zhao, Jianguo Zhu, and Youguang Guo, "Comparative study of high-speed PM Motors with laminated steel and soft magnetic composite Cores", 42nd IAS Annual Meeting, pp 67-72, sept. 2007, New Orleans, LA.
- [21] http://www.ew.tudarmstadt.de/media/ew/vorlesungen_4/vorlesungmotordevelopementforelectricaldrivesystems/foleie_md_1_3.pdf
- [22] <http://www.s2m.fr/>
- [23] Do-Kwan Hong, Byung-Chul Woo, Chan-Woo Ahn, "Unbalance Analysis of 15KW, 120krpm, Ultra High Speed Permanent Magnet Synchronous Motor", *IEEE Trans. on Magnetics*, Vol. 45, Issue 6, pp. 2831-2834, June 2009.
- [24] Noguchi T., "Development of 150000 r/min, 1.5 kW Permanent-Magnet Motor for Automotive Supercharger", *Conference on Power Electronics and Drive Systems, 2007. PEDS '07*, pp. 183-188, 27-30 nov. 2007.
- [25] S. Trieste, J.-C. Olivier, S. Bourguet, L. Loron, and D. Harpin, "Optimisation économique du dimensionnement d'un ensemble convertisseur-supercondensateurs utilisé pour l'énergie principale d'un véhicule électrique de type plug -in," 14ème édition de la *Conférence Electronique de Puissance du Futur*, Bordeaux, July 2012.
- [26] <http://www.vyconenergy.com/pages/flywheeltech.htm>
- [27] M. Munro, R. Flanagan : « High Energy Density Fibre Composite Flywheel Rotors : Critical Materials Failure Properties », *Canadian Fracture Conference CFC12*, May 1984, pp. 14-21.
- [28] C. Kerzrého : « Caractérisation et optimisation d'une batterie électromécanique sous chargement cyclique », thèse de doctorat de l'ENS Cachan, 8 janvier 2002. http://www.bretagne.ens-cachan.fr/pdf/mecatronique/Page_SystemesEM_HautesPerf/These_kerzreho_jan02.pdf
- [29] J.C. Olivier, N. Bernard, S. Trieste, S. Bourguet, L. Mendoza Aranguren, "Technico-Economic Optimization of Flywheel Storage System in Transportation", *SGE'14, Symposium de Génie Electrique*, 8-10 juillet 2014, France.