THÈSE DE DOCTORAT

présentée
pour obtenir le titre de

DOCTEUR DE L'ÉCOLE NORMALE SUPÉRIEURE DE CACHAN

Ecole Doctorale des Sciences Pratiques

Par

Marie RUELLAN

Méthodologie de dimensionnement d'un système de récupération de l'énergie des vagues

Soutenue le 11 Décembre 2007 devant le jury composé de :

MM.	P. BROCHET	Rapporteur
	C. ESPANET	Rapporteur
	H. BEN AHMED	Co-encadrant
	A.H. CLEMENT	Examinateur
	C. GLAIZE	Examinateur
	B. MULTON	Directeur de thèse

Thèse préparée au Laboratoire SATIE de l'ENS de Cachan - Antenne de Bretagne
(SATIE/CNRS/UMR 8029)

Table des matières

Remerciements **v**

Résumé **vii**

Abstract **ix**

Notations **xi**

Introduction **1**

1 Etat de l'Art **1**
1.1 Les ressources énergétiques renouvelables 1
1.2 L'énergie de la houle 3
1.2.1 Généralités 3
1.2.2 Caractéristiques énergétiques de la houle 5
1.3 Les systèmes existants 6
1.3.1 Systèmes à déferlement 7
1.3.2 Systèmes à colonne d'eau oscillante 8
1.3.3 Systèmes à corps mus par la houle 10

2 Un système pendulaire **17**
2.1 Principe de fonctionnement 17
2.2 Les forces d'excitation de la houle 19
2.3 Modèle hydrodynamique-mécanique 21
2.4 Système électrique 24
2.5 Conclusion 25

3 Contrôle et Étude de sensibilité **27**
3.1 Forme du couple de récupération 28
3.2 Modes de Contrôle 29
3.2.1 Contrôle à coefficient d'amortissement constant 30
3.2.2 Contrôle à β optimal avec écrêtage de la puissance 34
3.2.3 Contrôle par latching 42
3.2.4 Comparaison et bilan des modes de contrôle 46
3.3 Etude de sensibilité des « outils » 47
3.3.1 Sensibilité au temps de simulation 47
3.3.2 Sensibilité de β_{opt} au temps de simulation 49

3.3.3 Sensibilité au couplage 50
3.3.4 Sensibilité du coefficient d'amortissement 52
3.3.5 Influence de l'enchaînement des houles 53
3.3.6 Sensibilité à l'aspect aléatoire de la modélisation de la houle . . . 55
3.4 Conclusion 57

4 Dimensionnement de la machine électromagnétique 59
4.1 Présentation de la méthodologie 60
4.2 Application à la machine synchrone à aimants en surface 61
4.2.1 Calculs des pertes dans la machine 65
4.3 Résultats d'optimisation 66
4.3.1 Influence des modes de contrôles 72
4.4 Étude de sensibilité des paramètres propres à la machine 77
4.4.1 Sensibilité à l'entrefer mécanique 77
4.4.2 Sensibilité aux matériaux ferromagnétiques 81
4.4.3 Sensibilité au type d'aimants utilisés 83
4.4.4 Sensibilité au matériau conducteur 85
4.4.5 Sensibilité au coefficient d'échange thermique 87
4.5 Sensibilité au coût spécifique des matières premières 90
4.6 Étude de sensibilité du dimensionnement vis à vis de la ressource 95
4.6.1 Étude de sensibilité du dimensionnement vis à vis de l'état de mer 95
4.6.2 Robustesse de la machine électrique vis à vis de la houle 98
4.6.3 Dimensionnement sur une année 101
4.7 Problème de dimensionnement en mode défluxage 106
4.8 Optimisation de l'ensemble de la chaîne de conversion 109
4.9 Une autre architecture hydrodynamique du SEAREV 116
4.9.1 Présentation du SEAREV DES179 116
4.9.2 Comparaison des performances des deux systèmes 117
4.10 Conclusion 122

Conclusion et perspectives 125

A Détails des états de mer de l'île d'Yeu (Année 1999) 129

B Complément d'information sur l'enchaînement des houles 133
B.1 Description de l'enchaînement des houles 133
B.2 Résultats obtenus en mode latching 133
B.3 Analyse des mouvements au moment de l'enchaînement 135

C Résultats complémentaires concernant l'aspect aléatoire de la houle 137

D Calcul du coefficient de fuites inter-aimants 139

E Modèle thermique en régime permanent 143

F Calcul de l'inductance normalisée 145

G Mise en oeuvre d'une maquette expérimentale monoaxe **147**

Bibliographie **151**

Remerciements

Je tiens à remercier chaleureusement Bernard Multon et Hamid Ben Ahmed, Professeur des Universités et Maître de conférences à l'antenne de Bretagne de l'ENS de Cachan et chercheurs au SATIE. Leurs qualités humaines, leurs compétences scientifiques en font des encadrants exceptionnels. Travailler à leur côté est un plaisir.

Je remercie vivement Christophe Espanet, Professeur des universités au L2ES de Belfort et Monsieur Pascal Brochet, Professeur des universités au L2EP de Lille, d'avoir accepté de rapporter sur mes travaux de thèse.

Je tiens à remercier tout particulièrement Alain Clément, Ingénieur de Recherche au LMF de l'École Centrale de Nantes, initiateur et responsable du projet SEAREV, et Aurélien Babarit, chercheur au CNRS, qui m'ont permis de traiter dans les meilleurs conditions les aspects pluridisciplinaires de mes travaux.

Merci à Sébastien Hamonic, pour son aide mais également sa bonne humeur.

Je remercie également Olivier Gergaud, pour sa sympathie et sa présence à mes cotés durant ces deux années de vacation à l'IUT de GEII.

Je tiens également à présenter ma plus vive sympathie aux collègues : Florence Razan, Gaël et Marie Robin, Vincent Debusschere, Yaël Thiaux, Bertrand Selva et Julien Marchalot...
Je remercie tous les membres de l'antenne de Bretagne de l'ENS de CACHAN et plus particulièrement Solène Dumas pour sa gentillesse, son efficacité et sa bonne humeur.

Enfin je tiens à remercier mon loulou de m'avoir soutenue pendant les coups de blues et de stress...

Et merci à mes parents pour leur soutien et leur aide dans mes choix durant toutes mes années d'étude.

Résumé

Les travaux consignés dans cette thèse concernent un système pendulaire de récupération de l'énergie des vagues en forte puissance (de l'ordre du MW) (SEAREV). Ils ont été menées en vue de la conception optimale de la chaîne électrique de récupération. Dans cet objectif, il a fallu prendre en compte les différents couplages hydrodynamique - mécanique - électrique - contrôle, ceci dans un contexte de sollicitations fluctuantes. Grâce à une collaboration avec le LMF de l'école Centrale de Nantes, nous avons pu disposer des modèles hydrodynamiques adaptés, et ainsi développer une méthodologie de dimensionnement de la chaîne de récupération sur cycles complexes.

Différents modes de contrôle du système pendulaire ont été étudiés et comparés, notamment celui à amortissement optimal avec écrêtage de la puissance qui permet un meilleur dimensionnement de la chaîne électrique.

Ces travaux ont permis de déterminer les profils de couple et vitesse du pendule et donc de la machine permettant le dimensionnement d'une architecture électromagnétique à flux radial et à aimants permanents en surface. Les résultats sont principalement présentés sous forme de front de Pareto : coût des parties actives / pertes énergétiques sur cycle. Des études de sensibilité de quelques paramètres (machine et ressource) ont été menées et analysées afin de conserver un regard critique sur les résultats.

Mots-clés : énergie des vagues, méthodologie de dimensionnement, machine synchrone à aimants, couplages multiphysiques, optimisation, études sur cycles, lois de commande.

Abstract

This thesis works are concerned with a pendular wave energy power take off in high power (about 1 MW) (SEAREV). They have been conducted for an optimal design of the energy conversion chain (electromagnetic generator and power electronic converter). For this purpose, different coupling hydrodynamic - mechanic - electrical- control have to be taken into account, in a context of fluctuating sollicitations. Thanks to a collaboration with the LMF from Ecole Centrale de Nantes, we get hydrodynamic models, and thus we developped a design methodology for the electric conversion chain on complex cycles.

Different control modes of the pendular system have been studied and compared, especially the optimal damping control with power limiting, which allows a best electrical chain design.

This work leads to the determination of the pendulum and machine torque and speed profiles, allowing the design of a radial flux surface mounted permanent magnet electromagnetic architecture. The results are mainly presented in the form of Pareto fronts : active part costs / energetic losses on cycle. Sensitivity studies of some parameters (machine and resource) have been led and analysed in order to conserve a critical look on the results.

Key-words : wave energy, design methodology, permanent magnet synchronous machine, optimization, control laws

Notations

Notation	Signification
A_{Leff}	densité lineïque de courant efficace
$\widehat{B}_{eT}$	maximum de l'induction résultante due aux champs inducteur et induit
B_{fm1}	amplitude du fondamental de l'induction dans l'entrefer
$\widehat{B}_{Id}$	maximum de l'induction résultante due aux champs induit (axe d)
$\widehat{B}_{Iq}$	maximum de l'induction résultante due aux champs induit (axe q)
B_r	aimantation des aimants
B_{sat}	induction de saturation
$B_{yokeRotor}$	induction dans la culasse rotorique
$B_{yokeStator}$	induction dans la culasse statorique
D	diamètre extérieur
e	entrefer mécanique
h_{enc}	hauteur des encoches
H_s	hauteur significative
$h_{yokeRotor}$	hauteur de la culasse intérieure
$h_{yokeStator}$	hauteur de la culasse extérieure
H_{CJ}	champ démagnétisant
I_b	inertie du flotteur
I_p	inertie du pendule
J_{eff}	densité de courant
K_c	coefficient de Carter
K_{CF}	coefficient cuivre-fer
K_f	coefficient de fuites inter-aimants
K_L	coefficient des têtes de bobine
k_r	coefficient de remplissage de cuivre
l_a	hauteur des aimants
L_s	longueur active de la machine
m_b	masse du flotteur
m_p	masse du pendule
p	nombre de paires de pôles
P	perméance cyclique
P_j	pertes Joule
P_{mg}	pertes magnétiques
P_{sed}	perméance superficielle d'entrefer (axe d)
P_{seq}	perméance superficielle d'entrefer (axe q)

q	nombre de phases
r	inductance normalisée
R_s	rayon d'alésage
$R_{thConv/Ray}$	résistance thermique de convection / rayonnement
$R_{thculstator}$	résistance thermique
R_{thenc}	résistance thermique
S_{th}	surface d'échange thermique
T_p	période pic
V_{cuivre}	volume de cuivre
V_{fer}	volume de fer
V_r	cylindrée rotorique
α	ouverture angulaire des aimants
τ	pas polaire
ψ	angle d'autopilotage
α_{th}	coefficient d'échange thermique
α_p	coefficient de pertes par courants de Foucault
ρ	résistivité
k_H	coefficient de pertes par hystérésis
f	fréquence électrique

Introduction

Les ressources énergétiques renouvelables sont, à notre échelle du temps, les seules ressources dispensées continûment par la nature. Sur la Terre elles ont pour origine le rayonnement solaire, la chaleur du noyau terrestre et les interactions gravitationnelles de la Lune et du Soleil avec les océans.

Bien que fluctuantes et aléatoires, elles répondent à la fois aux problèmes économiques et environnementaux. Bien sûr, il faut rester raisonnable en modérant leur exploitation. En puiser une faible partie permettrait de contribuer de façon significative à l'ensemble des besoins énergétiques de l'humanité. De plus, afin de ne pas les exploiter dans les lieux les plus défavorables et de lisser leurs fluctuations, il apparaît indispensable de diversifier les solutions.

Dans ce panel énergétique, l'énergie disponible dans l'environnement marin et plus particulièrement dans les vagues est considérable (140 à 700 TWh/an). De nombreuses recherches dans ce domaine sont réalisées depuis quelques dizaines d'années avec une certaine accélération récente. Après un bref rappel des différentes formes d'énergies renouvelables, nous présentons dans le **premier chapitre** un état de l'art des systèmes récupérateurs de l'énergie des vagues.

Parmi ces systèmes récupérateurs d'énergie des vagues, nous nous intéressons plus particulièrement au système pendulaire SEAREV (Système Électrique Autonome de Récupération de l'Énergie des Vagues) imaginé par le laboratoire de mécanique des fluides de l'École Centrale de Nantes. La modélisation du comportement du système nécessite la prise en compte de plusieurs phénomènes couplés entre eux : hydrodynamique-mécanique-électrique. La mise en oeuvre complète et l'intégration de toutes ces composantes nécessitent de nombreuses compétences. Ainsi trois laboratoires contribuent à ce projet : les hydrodynamiciens du LMF (UMR 6598) de l'Ecole Centrale de Nantes, les automaticiens de l'IrCcyn (UMR 6597) de l'École Centrale de Nantes et les membres de l'équipe SETE de l'Antenne de Bretagne du laboratoire SATIE (UMR 8029) de l'ENS de Cachan.

Nous avons pu disposer, grâce à cette collaboration, des modèles hydrodynamique et mécanique. Ainsi nous avons pu mettre en oeuvre des modèles électomagnétiques, des stratégies de contrôle ainsi que des outils d'optimisation et d'analyse associés. Le **chapitre 2** détaille les efforts d'excitation et de radiation de la houle, les efforts exercés sur le pendule, la loi de commande du couple de récupération ainsi que les hypothèses inhérentes à ces modèles. Enfin, il présente la méthodologie de détermination des profils temporels couple vitesse sur cycles complexes, nécessaires au dimensionnement de la chaîne de conversion électrique. Celle-ci est constituée d'une génératrice électromagné-

tique et d'un convertisseur électronique de puissance à deux ponts triphasés dos à dos, l'un étant connecté au réseau et l'autre à la génératrice.

A partir d'une optimisation multi-objectifs et multi-variables, nous avons comparé dans le **chapitre 3** différents modes de contrôle du système pendulaire : un contrôle à amortissement optimal constant pour un état de mer donné, un contrôle à amortissement optimal constant avec écrêtage de la puissance et un contrôle par latching. En considérant les deux objectifs contradictoires consistant à maximiser la puissance moyenne sur cycle et à minimiser la puissance crête, nous montrons que le contrôle à amortissement optimal avec écrêtage de la puissance permet un meilleur dimensionnement de la chaîne de conversion d'énergie. Le fort couplage hydrodynamique - mécanique - électrique et la nécessité de sa prise en compte sont également mis en évidence dans ce chapitre. Des études de sensibilité des outils, des modèles et de la ressource sont menées. Elles nous permettent notamment de déterminer le temps de simulation nécessaire et la « robustesse » de l'optimum obtenu.

Ces études sont réalisées à masse et inertie totales constantes. L'influence de la machine est réduite au couple de récupération exercé par celle-ci sur le système hydromécanique. Ce « découplage » a permis de simplifier le problème d'optimisation. Grâce à l'obtention des profils de couple et vitesse du pendule et donc de la machine, nous optimisons le dimensionnement d'une architecture électromagnétique à flux radial et à aimants permanents en surface. Nous avons détaillé le modèle de la machine dans le **chapitre 4**. Les objectifs contradictoires d'optimisation ont consisté ici à minimiser les pertes totales moyennes sur cycle et le coût des parties actives. Les résultats de dimensionnement sont principalement présentés sous forme de fronts de Pareto. Des études de sensibilité de quelques paramètres physiques de la machine (entrefer mécanique, matériaux conducteurs, types d'aimants, etc) mais également des études de sensibilité du dimensionnement vis à vis de la ressource sont présentées et analysées dans ce dernier chapitre.

Suite aux résultats obtenus avec un contrôle à amortissement optimal avec écrêtage de la puissance, nous mettons en évidence la nécessité d'un fonctionnement en régime de défluxage de la machine.

Enfin une autre architecture hydrodynamique du SEAREV est présentée et nous comparons les dimensionnements des génératrices pour ces deux formes de flotteur.

Chapitre 1

Etat de l'Art

1.1 Les ressources énergétiques renouvelables

Les ressources énergétiques renouvelables sont, à notre échelle de temps, celles qui sont dispensées continûment avec des cycles réguliers, par la nature. Sur la terre, elles ont pour origine, par ordre d'importance quantitative, le rayonnement solaire, la chaleur du noyau terrestre qui migre vers la surface terrestre et les interactions gravitationnelles de la lune et du soleil avec les océans. L'humanité consomme annuellement, en ce début de troisième millénaire, très approximativement 12 Gtep d'énergie primaire ou 140.10^{12}kWh (biomasse non commerciale comprise), soit une quantité correspondant à $1/8000^{me}$ de l'énergie solaire qui arrive à la surface de la terre. La production d'électricité mondiale quant à elle représente environ 17.10^{12} kWh/an (Fig. 1.1) [Mul04].

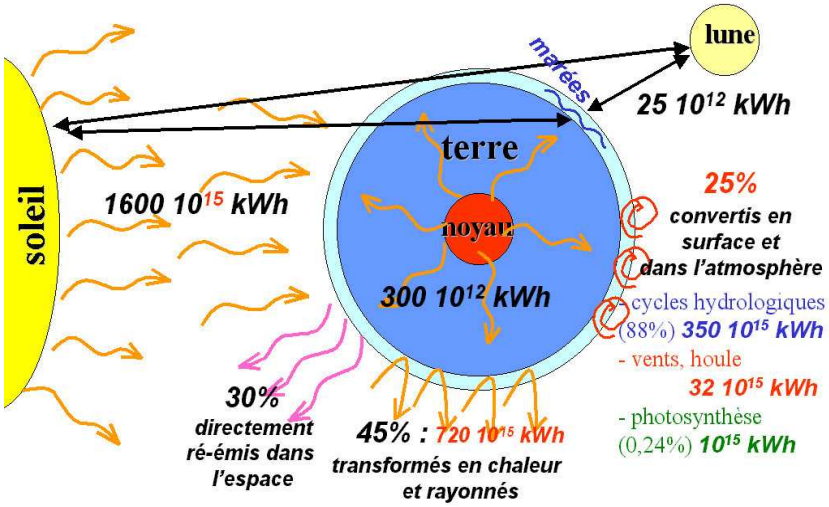


FIG. 1.1 – Sources et répartition quantitative annuelle des ressources énergétiques renouvelables de la Terre

Nous pouvons classer les énergies renouvelables récupérables en trois catégories :

– L'énergie d'origine solaire

L'énergie reçue à la surface de Terre par **rayonnement solaire au sol** (au total annuellement 720.10^{15} kWh) varie, par m^2, entre 1100 kWh et 2300 kWh/an, soit une puissance moyenne (répartie sur l'année en tenant compte des alternances jour-nuit et des périodes nuageuses) de 120 à 260 W par m^2 et une puissance crête de plus de 1 kW/m^2. Une grande partie est captée par les océans et peut être exploitée sous forme d'énergie thermique des mers soit environ 80.10^{12} kWh, essentiellement dans les zones tropicales.

L'ensemble des **cycles hydrologiques** traite environ 360.10^{15} kWh annuels. L'évaporation de l'eau (principalement des océans) conduit à des précipitations canalisées ensuite par les rivières et les fleuves. Les vents et la houle résultent également de ces cycles et constituent également une source d'énergie exploitable.

L'**énergie hydraulique** récupérable atteint 40.10^{12} kWh et la valeur techniquement exploitable vaut, selon les estimations, entre 15 et 20.10^{12} kWh (8.10^{12} kWh déjà estimés économiquement rentables).

L'**énergie éolienne**, également exploitée depuis longtemps (propulsion à voile, moulins à vent, pompes à eau), représente une ressource énorme, 32.10^{15} kWh, dont la part terrestre exploitable est estimée à 50.10^{12} kWh/an. Une grande partie se trouve « off-shore ». En effet les vents soufflent beaucoup plus fort au large et, surtout, plus régulièrement. La puissance récupérable par les aérogénérateurs modernes est de l'ordre de 500 W par m^2 balayés pour des vents de 15 m/s avec des productivités annuelles (dans des sites assez ventés) de 900 kWh/m^2 par an.

L'**énergie de la houle** nette disponible est évaluée de 140 à 700 TWh/an d'après le World Energy Council (WEC) [Tho04] [Fal00], soit 1 à 5 % de la demande annuelle mondiale en électricité. La puissance moyenne par mètre de front de vague possède des valeurs comprises entre 10 et 100 kW/m selon les sites.

La part renouvelable annuelle (environ 20%) de la **biomasse**, produit de la photosynthèse, représente une énergie d'environ 800 à 900.10^{12} kWh. On estime que la part aisément exploitable atteint 60.10^{12} kWh. Il est difficile de connaître la quantité de biomasse réellement utilisée car elle échappe en majeure partie aux circuits commerciaux. Il est couramment admis l'ordre de grandeur de 1,5 à 2 Gtep annuelles (environ 20.10^{12} kWh) pour la biomasse « non commerciale ». Les besoins énergétiques alimentaires des 6 milliards d'humains sont d'environ 1 Gtep par an.

– La géothermie

Le noyau terrestre en fusion dégage une énergie annuelle d'environ 300.10^{12} kWh (flux géothermique variant de 0,05 à 1 W/m^2, ce qui est très faible par rapport au rayonnement solaire : plus de 100 fois plus). Les réserves exploitables avec les technologies actuelles sont d'environ 40.10^9 kWh en haute énergie (150 à 350°C, utilisée pour la production d'électricité) et 300.10^9 kWh en basse énergie (50 à 90°C pour le chauffage).

– Les interactions gravitationnelles Terre-Lune-Soleil

Les marées résultent des interactions Terre-Lune-Soleil. L'énergie annuelle dissipée dans les courants de marée représente environ 25.10^{12} kWh. La partie exploitable est assez difficile à déterminer. Dans les zones à forte marée présentant un étranglement, on l'estime entre 270 et 500.10^9 kWh (l'usine de la Rance produit annuellement : $0{,}54.10^9$ kWh). Mais on imagine aujourd'hui placer des turbines sous-marines à la façon des éoliennes qui permettent d'accroître le potentiel tout en réduisant les contraintes environnementales.

Notons que ce ne sont pas forcément les sources les plus importantes en quantité qui sont les plus rentables ou les plus avantageuses. Les meilleures sources renouvelables dépendent de nombreux paramètres, notamment des particularités du site. Ainsi, toutes les sources évoquées trouvent des débouchés. Précisons enfin que leur exploitation massive peut aussi être source de perturbation de l'environnement et/ou subir le refus de la population. Un trop faible rendement de conversion est parfois opposé aux systèmes de conversion des ressources renouvelables. Cette critique est généralement sans fondement ; en effet, lorsque l'on exploite des ressources renouvelables, un faible rendement est souvent gage d'une moindre perturbation. Il ne faut cependant pas qu'un trop faible rendement se traduise par un coût, notamment un coût écologique, inacceptable des convertisseurs fonctionnant à partir des ressources primaires gratuites.

1.2 L'énergie de la houle

1.2.1 Généralités

Parmi toutes les ressources renouvelables, nous allons nous intéresser plus particulièrement à l'énergie des vagues. La houle transporte une énergie considérable. Elle résulte de l'effet du vent sur les surfaces marines. La puissance moyenne de la ressource est quantifiée en kW par mètre linéaire. La figure 1.2 présente les flux moyens d'énergie en kW/m en différents points du globe.

Bien entendu cette ressource totale est très supérieure à la ressource effectivement accessible en tenant compte des limitations techniques et des limitations naturelles ou légales qui réduisent le domaine utilisable, sans parler de l'acceptabilité sociale qui peut interdire encore certains sites.

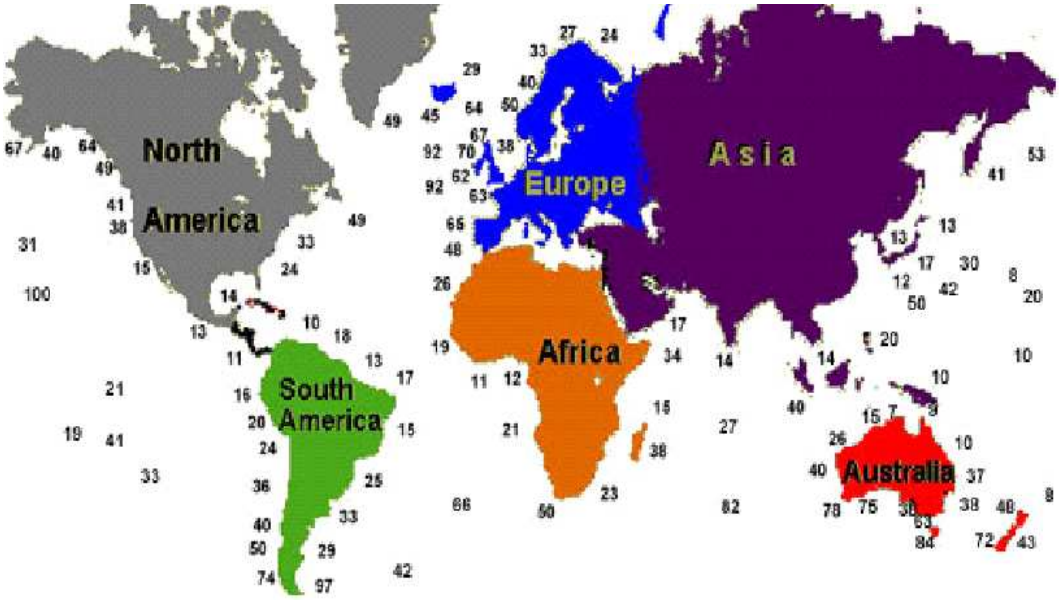


FIG. 1.2 – carte des ressources énergétiques mondiales de la houle (en kW/m, puissance moyenne annuelle)

La figure 1.3 présente la ressource disponible en Europe. Les côtes du Royaume-Uni, de la France et du Portugal sont particulièrement bien exposées avec des valeurs de 30 à 60 kW/m.

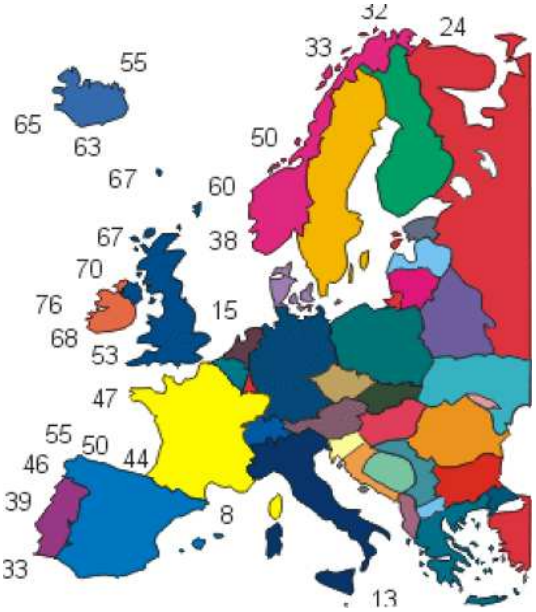


FIG. 1.3 – carte des ressources énergétiques de la houle en Europe (en kW/m)

1.2.2 Caractéristiques énergétiques de la houle

Les vagues sont créées et entretenues localement par le vent et prennent la même direction que lui. La houle se propage en dehors de la zone où le vent lui a donné naissance, avec des oscillations relativement lentes, typiquement de 10 secondes, avec une grande longueur d'onde (la longueur d'onde mesure la distance entre les crêtes de deux vagues successives) (150 m) et une vitesse de propagation d'environ 14 m/s. La houle est composée de trains de vagues, régulières et puissantes, pouvant se propager dans l'océan depuis leur lieu de formation. De plus la vitesse de propagation d'un train de vagues est d'autant plus élevée que sa longueur d'onde est grande et l'énergie transportée par la vague est elle aussi croissante avec la longueur d'onde.

La profondeur des fonds marins joue un rôle important dans le sens où de faibles profondeurs favorisent la dissipation énergétique. Ainsi sur les côtes, la houle a généralement perdu une grande partie de son potentiel énergétique par rapport au large.

La houle étant un phénomène complexe, nous simplifions sa caractérisation en limitant sa description à deux paramètres :

- sa hauteur significative H_s (hauteur crête à creux). Historiquement elle correspond à la hauteur de la moyenne du tiers supérieur des amplitudes observées (Fig. 1.4 gauche)
- et sa période pic T_p, période possédant le plus d'énergie dans le spectre. (Fig. 1.4)

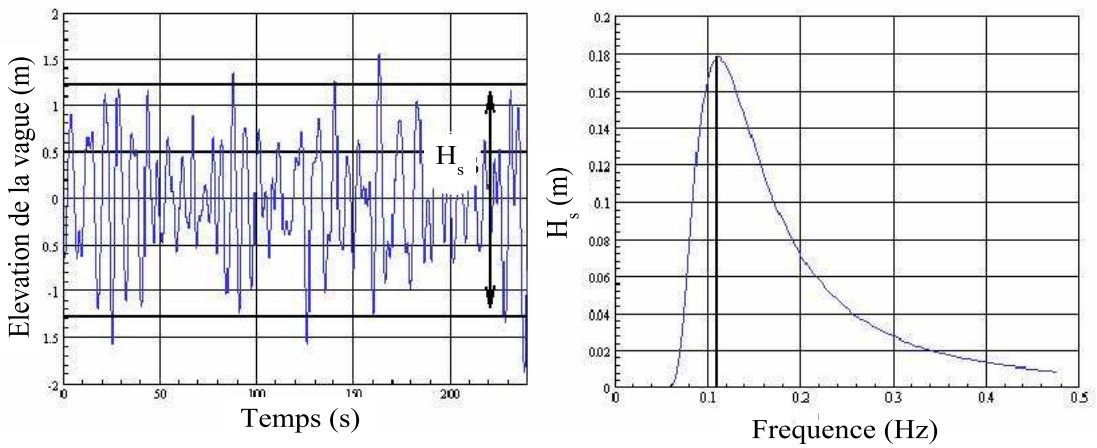


FIG. 1.4 – Caractéristiques temporelle et spectrale du mouvement vertical d'une houle particulière (ici $H_s = 2.6$ m et $T_p = 9$ s)

Des mesures permettent de caractériser les sites et d'établir des diagrammes de distribution (Fig. 1.5). De la même façon, on peut présenter la puissance productible des houlo-générateurs (Fig. 1.6).

En effet la puissance d'une onde progressive pure de houle (parfaitement sinusoïdale et unidirectionnelle) peut se calculer dans l'hypothèse d'une profondeur infinie du milieu. La puissance moyenne peut s'exprimer selon la formule suivante [Cle02a] :

$$P_W = \frac{\rho g^2}{32\pi} H^2 T \approx 980 H_s^2 T_p \quad (W/m) \tag{1.1}$$

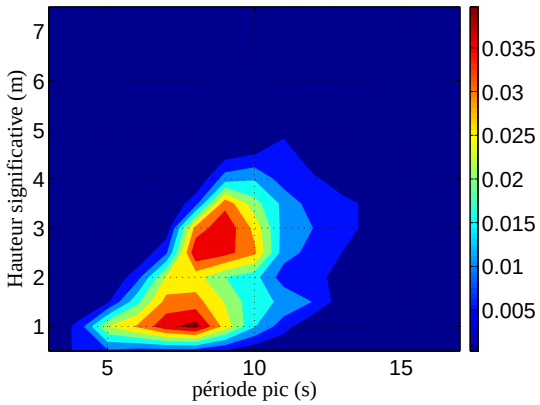


FIG. 1.5 – Probabilité d'apparition des houles sur le site de l'île d'Yeu

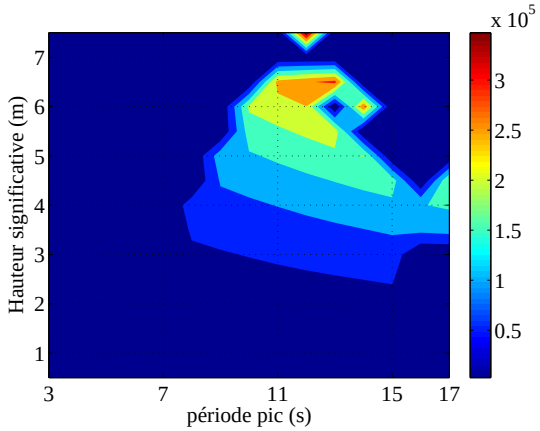


FIG. 1.6 – Puissance houlomotrice (en W) sur le site de l'île d'Yeu (houle aléatoire)

où ρ est la masse volumique de l'eau, g l'accélération de la pesanteur, H est la hauteur crête à creux de la houle et T sa période. Avec de l'eau de mer (masse volumique de 1024 kg/m^3), le coefficient $\frac{\rho g^2}{32\pi}$ vaut environ 980 unités SI. Pour une mer irrégulière dont le spectre est spécifié par la hauteur significative H_s et sa période T_p on obtient :

$$P_W = 420 H_s^2 T_p \quad (W/m) \tag{1.2}$$

C'est l'expression qui a été utilisée pour obtenir le diagramme de puissance de la ressource (Fig. 1.6).

1.3 Les systèmes existants

Les premiers systèmes de récupération de l'énergie des vagues ont été imaginés il y a déjà 200 ans. Girard en 1799 et Barruet en 1885 ont essayé de développer des systèmes exploitants les mouvements de cavalement.

Depuis les années 1970, suite au premier choc pétrolier, de nombreux dispositifs ont été imaginés, brevetés et/ou testés.

Nous présentons ici une classification des différents types de systèmes [Cle02b] [Mul06a] :

- les systèmes à déferlement : l'eau de mer déferle sur une rampe puis remplit un réservoir, elle est ensuite turbinée. Les premiers systèmes se situaient sur la côte. Aujourd'hui il existe des systèmes flottants.

- les systèmes à colonne d'eau oscillante : les vagues s'engouffrent dans une cavité contenant de l'air. L'air piégé au-dessus de la colonne d'eau est compressé et s'échappe par la partie supérieure de la cavité en actionnant une turbine. Quand la vague se retire, le phénomène inverse se produit, actionnant une deuxième fois la turbine.

- les systèmes à corps mus par la houle : de très nombreux systèmes à flotteur en surface ou immergé ont été imaginés.

1.3.1 Systèmes à déferlement

Nous citerons deux systèmes : le *Tapchan* (Tapered channel) construit en 1985 sur le site de Toftestallen en Norvège d'une puissance de 350 kW et arrêté à la suite d'une tempête en 1991 et la *Wave Dragon*, système flottant dont un prototype au $1/4.5^{me}$ a été mis en service en 2003 au Danemark. Le système Tapchan comporte un canal rétréci graduellement avec des tailles de mur de 3 à 5 m au dessus du niveau d'eau moyen. Les vagues s'engouffrent dans l'extrémité large du canal et se propagent en bas du canal de rétrécissement. L'amplitude d'onde est alors amplifiée jusqu'à ce que les crêtes de vagues se renversent au dessus des murs et arrivent dans un réservoir qui fournit un approvisionnement constant en eau à une basse turbine principale. (Fig. 1.7) .

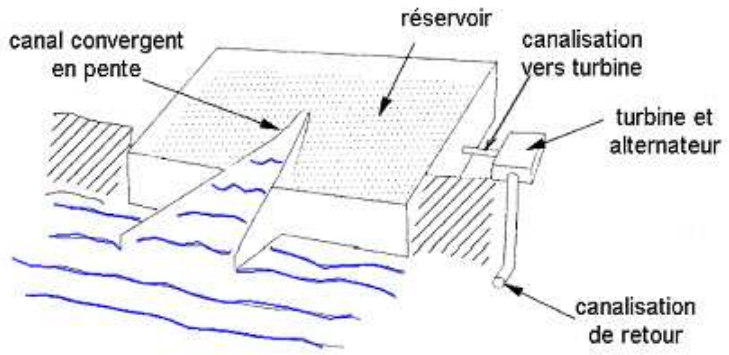


FIG. 1.7 – Principe du système à déferlement Tapchan [Boy96]

Le houlogénérateur Wave Dragon (www.wavedragon.net) est flottant et amarré, sa hauteur de flottaison est ajustable en fonction des caractéristiques de la houle. Les dimensions de la version échelle 1 sont 300 m (distance entre extrémités des bras), 170 m (longueur) et 17 m de hauteur dont 3 à 6 m au-dessus du niveau de la mer. La masse totale est de 33 000 tonnes avec un réservoir d'une capacité de 8 000 m^3. Sa puissance maximale est de 7 MW avec une productivité annuelle de 20 GWh pour une ressource moyenne de 36 kW/m. Ainsi le nombre d'heures en équivalent à pleine puissance atteint 2800. L'eau est turbinée dans des turbines de basse chute (a priori Kaplan). Il est intéressant d'exploiter plusieurs turbines de petite puissance (ici 16 à 20), plutôt qu'une seule, ce qui

permet d'améliorer le rendement en fonction du débit disponible. La courbe de rendement résultante est ainsi grandement améliorée. Des génératrices à aimants à vitesse variable permettent encore d'accroître le rendement global. Sur le système à échelle réduite, avec la même puissance maximale installée, passer d'un système à 2 turbines Kaplan à vitesse fixe à un système à 16 turbines Kaplan à vitesse variable, permet d'augmenter l'énergie annuelle de 1,79 à 2,04 GWh et de réduire le rapport Pmax/Pmoy, indicateur des fluctuations de production qui passe ainsi de 12,4 à 10,1 [Soe05]. La figure 1.8 montre deux vues schématiques du dispositif Wave Dragon et la figure 1.9 montre une photographie du dispositif à échelle réduite (20 kW, 237 tonnes, 58m x 33 m, réservoir de 55 m^3).

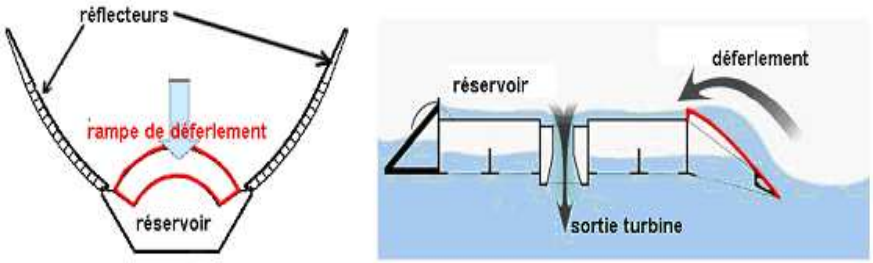


FIG. 1.8 – Vues de dessus et de profil du système flottant Wave Dragon [Soe05]



FIG. 1.9 – Photographie du Wave Dragon à échelle réduite (58 x 33 m), courtesy of Wave Dragon [Soe05]

Nous donnons quelques détails concernant le Wave Dragon dans le tableau 1.1 [Soe03].

1.3.2 Systèmes à colonne d'eau oscillante

C'est peut-être l'un des types de systèmes les plus utilisés, car historiquement les premiers systèmes développés. Nous distinguons les systèmes côtiers des systèmes offshore.

Parmi les systèmes à colonnes d'eau oscillante offshore flottants et ancrés, nous pouvons citer le Sperboy ou encore le Mighty Whale.

Pour les systèmes côtiers nous pouvons citer le projet européen pilote Pico, du nom de l'île des Açores au Portugal (chambre 12*12 m sur 8 m de haut, 400 kW, turbine Wells à pas variable) et le système Limpet (Land Installed Marine Powered Energy Transformer)

	0.4kW/m	36kW/m
Poids des parties utiles (tonnes)	237	33 000
Largeur x Longueur	58x33m	300x170
Hauteur au dessus du niveau de la mer	0.6-1.5m	3-7m
Réservoir (m^3)	55	8000
Nombre de turbines	7	16-20
Génératrices	PMG [1]	PMG
Puissance nominale (par unité)	20kW	7MW
Production annuelle /unité (GWh/an)	0.04	20
Profondeur d'eau	6m	>25m

TAB. 1.1 – Dimensions du prototype Wave Dragon et des Wave Dragon pour différents climats

de la société Wavegen, installé sur la côte de l'île d'Islay en Ecosse d'une puissance de 500 kW [Mac04].

Le système LIMPET actuellement installé capte les variations de pression de 3 colonnes d'eau offrant une surface totale de captation de 169 m^2. Le turbogénérateur est constitué de deux turbines Wells à pas fixe de 2,6 m de diamètre en contre rotation, chacune entraînant directement un générateur asynchrone de 250 kW à double alimentation fonctionnant à vitesse variable (700 à 1400 tr/mn). La turbine Wells possède l'avantage d'un couple moteur qui ne change pas de signe avec le sens de circulation du flux d'air. Le système de l'île de Pico exploite, quant à lui, une turbine Wells à pas variable.

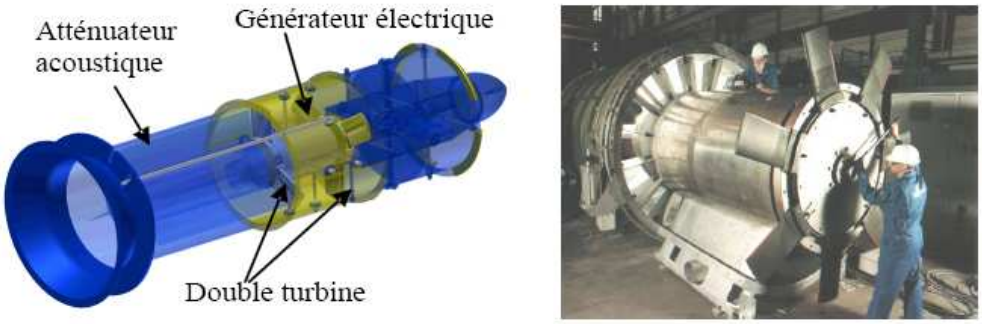


FIG. 1.10 – Photo du Limpet [Mac04]

1.3.3 Systèmes à corps mus par la houle

Nous présentons ici quelques dispositifs dits « à corps mus par la houle ».

Power Buoy, Archimède Wave swing, Searev ou encore Pelamis sont les derniers systèmes prometteurs de récupération de l'énergie des vagues dans cette catégorie. Nous allons donner quelques points de détails sur ces différents systèmes.

PowerBuoy

Le système Power Buoy (Ocean Power Technologies, Inc., USA) [Tay03] est une bouée immergée, avec une partie fixe, un ancrage tendu et une partie oscillante au rythme de la houle, le mouvement relatif est amorti pour être converti en électricité. Seule une balise indique la présence du système sous l'eau pour la navigation. Ce système, dont la fréquence propre rend ses performances très sensibles à la période de houle, nécessite un contrôle spécifique pour maximiser l'extraction de l'énergie, incluant notamment un comportement prédictif. Le dispositif de conversion comprend une pompe, un accumulateur et un moteur hydrauliques, ce dernier entraînant une génératrice électrique. Des versions à générateur électromagnétique linéaire direct sont également étudiées. Un modèle de 40 kW a été testé entre 1997 et 2002 : il fait 9 m de haut et a un diamètre de 1,5 m au niveau du flotteur, pour une masse de 2140 kg. Des modèles de 150 et 250 kW sont envisagés. Sur 20 000 m^2, 40 bouées de 250 kW permettraient d'installer une capacité de production de 10 MW.



FIG. 1.11 – Photo du Power Buoy [Tay03]

Archimède Wave Swing (AWS)

La version pilote, testée en 2004 au large du Portugal, a une puissance nominale de 1 MW (moyenne sur cycle) et crête de 2 MW (Fig. 1.12). Chaque unité de production se trouve immergée à 8 m sous la surface, un flotteur cylindrique de 21 m de hauteur et 9,5 m de diamètre est mis en oscillation par les vagues et comprime l'air piégé entre lui-même et un cylindre ancré au fond. Il entraîne la partie mobile d'un générateur linéaire direct synchrone à aimants (1 MN, 2 m/s). La structure du générateur linéaire du prototype est présentée figure 1.13 et les photos de la figure 1.14 montrent la structure du générateur réalisé [Bak03].

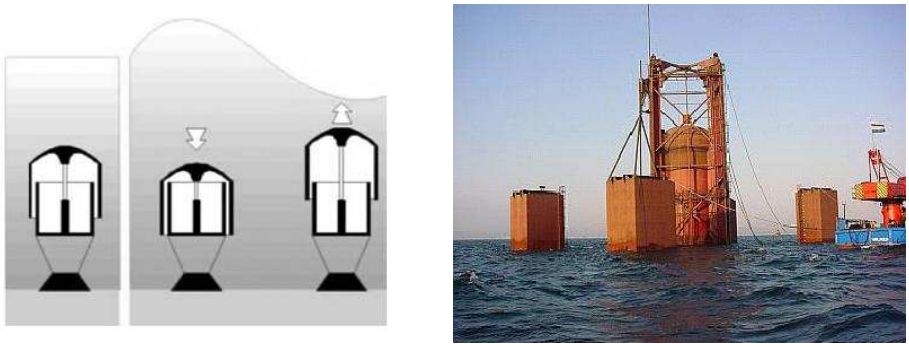


FIG. 1.12 – Schéma et photo du système AWS [Scu06]

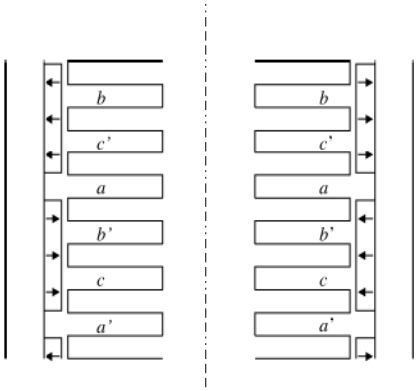


FIG. 1.13 – Schéma de la structure du générateur linéaire à stator intérieur [Pol04]

Grâce à un convertisseur électronique de puissance et à un contrôle adapté, le système permet d'exploiter de façon optimale des périodes de houle comprises entre 9 et 20 secondes. Grâce à un effet de résonance mécanique, une amplitude de houle de 1 m peut donner des mouvements de 7 m (course maximale du générateur). Contrairement à la solution finale envisagée, qui sera ancrée via des câbles, le dispositif expérimental est posé sur un socle (une barge coulée sur place) ce qui permet de le ressortir aisément. La version commerciale est prévue avec un diamètre de 12 m, une course maximale de 12 m et une puissance moyenne de 4,75 MW. (Fig. 1.12) . Des problèmes techniques (les butées mécaniques n'ont pas résisté) sont apparus lors des premiers tests (Fig. 1.15) et

depuis aucune expérimentation n'a pu être faite sur la version d'essai [Pol05].

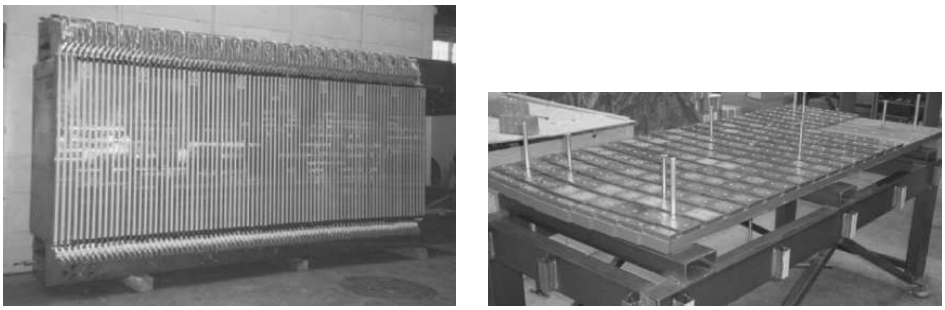


FIG. 1.14 – Photos du stator et rotor du AWS [Pol04]

Nous donnons quelques caractéristiques du système réalisé dans le tableau 1.2.

Surface totale d'entrefer (m^2)	20
Entrefer mécanique (mm)	5
Nombre de dents	300
Hauteur des dents (mm)	77
Hauteur d'un aimant (mm)	20
Pas polaire (m)	0.3
Induction des aimants (permanents) (T)	1.2
Force maximum (MN)	1
Vitesse maximale (m/s)	2.2

TAB. 1.2 – Caractéristiques principales du système AWS [Scu06]

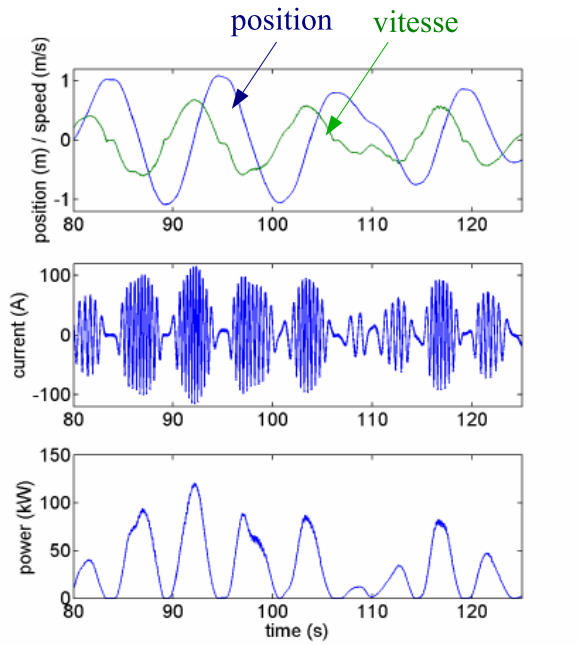


FIG. 1.15 – Relevés de la position, du courant et de la puissance instantanés en 2004 [Pol05]

Pelamis

Le Pelamis (Ocean Power Delivery, Ecosse, http ://www.oceanpd.com/) [Yem00], système le plus mature à ce jour, est constitué de quatre cylindres métalliques flottants reliés entre eux par trois articulations à deux degrés de liberté, et ressemblant à un serpent de 4,6 m de diamètre et d'une longueur totale de 123 m (700 tonnes, dont 380 tonnes d'acier).



FIG. 1.16 – Photo du système Pelamis et schéma de l'articulation

Sa forme générale lui permet de supporter des houles très variées et de bien exploiter leur énergie. Dans chaque articulation (Fig. 1.16), se trouvent quatre vérins hydrauliques dont deux exploitent et amortissent les mouvements de pilonnement (verticaux) et deux autres, ceux d'embardée (transversaux). Ces pompes accumulent l'énergie sous forme d'huile sous pression dans un réservoir (100 à 350 bars). Deux moteurs hydrauliques, qui tournent régulièrement, entraînent chacun une génératrice asynchrone de 125 kW à 1500 tr/min (vitesse fixe). Ainsi, ce dispositif présente l'avantage de lisser une énergie

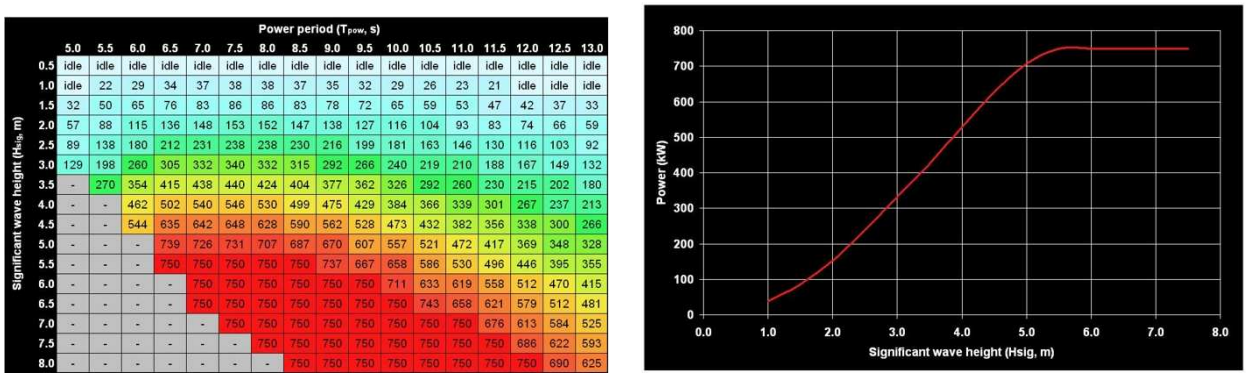
naturellement fluctuante. Sa durée de vie envisagée est de 15 ans. La puissance électrique maximale est de 750 kW (3 articulations comprenant chacune deux générateurs de 125 kW).

Nous donnons quelques caractéristiques techniques concernant le Pelamis dans le tableau 1.3.

Structure	
Longueur totale	123 m
Diamètre	4.6 m
Déplacement	700 tonnes
Longueur du nez	5 m
Système de récupération (SDR)	3 SDR indépendants
Poids total d'acier	380 tonnes
Module de conversion de puissance	
Système de récupération	4 vérins hydrauliques
Vitesse du vérin	0 - 0.1 m/s
Stockage lissant l'énergie	accumulateurs haute pression
pression nominale	100 - 300 bars
Puissance convertie	2 moteurs à vitesse variable
Alternateurs	2 x 125 kW
Vitesse des alternateurs	1500 tr/min
Puissance	
Puissance nominale	750 kW
Type de génératrice	asynchrone
Caractéristique de la tension triphasée	415/690 VAC, 50-60 Hz
Transformateur	950 kVA
Ancrage	
Profondeur	$>$ 50 m
Vitesse du courant	$<$ 1 noeud
Type d'ancrage	ancrage « mou »

Tab. 1.3 – Caractéristiques principales du système Pelamis

La figure 1.17 montre la cartographie de puissance récupérée (théorique) par le Pelamis en fonction des deux paramètres caractéristiques de la houle H_s et T_p. Sur la courbe, à période de la ressource constante, on constate une croissance puis un écrêtage, nécessaire pour le dimensionnement du système.



Significant wave height (H_{sig}, m) \ Power period (T_{pow}, s)	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	12.5	13.0
0.5	idle	idle	idle	idle	idle	idle	idle	idle	idle	idle	idle	idle	idle	idle	idle	idle	idle
1.0	idle	22	29	34	37	38	38	37	35	32	29	26	23	21	idle	idle	idle
1.5	32	50	65	76	83	86	86	83	78	72	65	59	53	47	42	37	33
2.0	57	88	115	136	148	153	152	147	138	127	116	104	93	83	74	66	59
2.5	89	138	180	212	231	238	238	230	216	199	181	163	146	130	116	103	92
3.0	129	198	260	305	332	340	332	315	292	266	240	219	210	188	167	149	132
3.5	-	270	354	415	438	440	424	404	377	362	326	292	260	230	215	202	180
4.0	-	-	462	502	540	546	530	499	475	429	384	366	339	301	267	237	213
4.5	-	-	544	635	642	648	628	590	562	528	473	432	382	356	338	300	266
5.0	-	-	-	739	726	731	707	687	670	607	557	521	472	417	369	348	328
5.5	-	-	-	750	750	750	750	750	737	667	658	586	530	496	446	395	355
6.0	-	-	-	-	750	750	750	750	750	750	711	633	619	558	512	470	415
6.5	-	-	-	-	750	750	750	750	750	750	750	743	658	621	579	512	481
7.0	-	-	-	-	-	750	750	750	750	750	750	750	750	676	613	584	525
7.5	-	-	-	-	-	-	750	750	750	750	750	750	750	750	686	622	593
8.0	-	-	-	-	-	-	-	750	750	750	750	750	750	750	750	690	625

FIG. 1.17 – Cartographie de puissance du Pelamis (750 kW) et courbe de puissance en fonction de H_s pour une période fixe de 8 s

SEAREV

Le système SEAREV (Système Électrique Autonome de Récupération de l'Énergie des Vagues) appartient à la dernière catégorie des systèmes présentés, à savoir les corps mus par la houle. Le concept du SEAREV a été développé par Alain Clément, ingénieur de recherche CNRS au laboratoire de mécanique des fluides (LMF) de l'école Centrales de Nantes. Le LMF est en charge du projet global et plus particulièrement de la partie hydrodynamique dont il est spécialiste. La partie contrôle est étudiée quant à elle à l'Irccyn de l'école Centrales de Nantes. Enfin la conversion électromécanique d'énergie est traitée par l'équipe du SATIE dans le cadre de cette thèse.

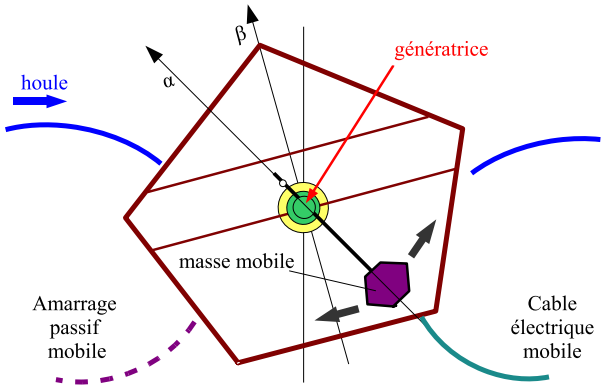


FIG. 1.18 – Schéma de principe du système SEAREV

Il est composé d'un corps flottant, complètement clos, dans lequel est suspendu un volant rotatif à masse excentrée. Sous l'action de la houle, le flotteur, comme la masse interne, développent des mouvements qui leur sont propres. Le mouvement relatif entre le flotteur et la masse mobile est alors mis à profit pour actionner le générateur électromécanique (Fig. 1.18). Le volant s'apparente à un pendule. Les équations du mouvement du flotteur sont également (en négligeant les mouvements de translation) celles du pendule simple. La dynamique du système complet est donc celle d'un double pendule, c'est à

dire un système de deux oscillateurs mécaniques couplés, pourvu de deux pulsations de résonance. Nous récupérons l'énergie en freinant plus ou moins le mouvement du volant. L'absorption d'énergie est maximale en houle régulière aux résonances du système, et faible lorsque les pulsations de la houle et du système ne sont plus accordés. Il constitue en quelque sorte un amortisseur actif et récupératif. La conception d'un générateur adapté à la houle doit avant tout tenir compte de la nature des sollicitations, notamment de leur complexité. Le dimensionnement et l'optimisation d'un tel système nécessite la prise en compte du couplage relativement fort existant entre les phénomènes physiques : hydrodynamiques - mécaniques - électriques (contrôle).

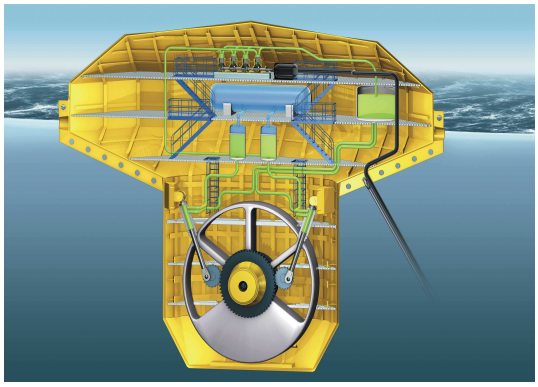


FIG. 1.19 – Image de synthèse du système SEAREV [Sae06]

Chapitre 2

Un système pendulaire

Dans ce chapitre nous détaillons le principe de fonctionnement du système SEAREV. Dans un premier temps, nous présentons la mise en équations du système permettant le calcul des mouvements du flotteur et du pendule ainsi que les modèles nécessaires à cette mise en équations. Ce travail a été fait en collaboration avec l'École Centrale de Nantes. La mise en équations des modèles hydrodynamique et mécanique a été réalisée par Aurélien Babarit lors de sa thèse [Bab05].

Nous avons dû nous approprier ces modèles, les comprendre afin de coupler les parties hydrodynamique et mécanique à la « partie électrique ». Cette dernière comprend à la fois le **contrôle** du système pendulaire, la **machine électromagnétique** ainsi que son **convertisseur électronique de puissance**.

2.1 Principe de fonctionnement

Le système est composé d'un flotteur, soumis à l'action de la houle. Celui-ci contient dans son volume intérieur un volant d'inertie pendulaire ou pendule. Nous allons supposer dans cette étude que le pendule ne possède qu'un seul degré de liberté. Le mouvement de rotation dans le plan perpendiculaire à la houle (rotation autour de l'axe x) n'est pas pris en compte (Fig. 2.1).

Nous faisons une autre hypothèse, très forte : nous supposons que les mouvements du flotteur restent suffisamment petits pour pouvoir linéariser les équations.

Avant de rentrer plus en avant dans les équations, nous allons définir les notations utilisées. Comme indiqué sur la figure 2.1, dans le repère (O,$\vec{x}$,$\vec{z}$) le centre de gravité du flotteur est appelé G. Le centre de rotation du pendule est noté A. Au repos il est décalé par rapport au centre de gravité du flotteur selon l'axe z d'une longueur l. On appelle P le centre de gravité du cylindre d'inertie, il est décentré selon l'axe z au repos d'une longueur l. La figure 2.1 résume l'ensemble de ce paramétrage. La masse du flotteur est notée m_b, la matrice d'inertie du flotteur en son centre de gravité est notée I_b. La masse du pendule est notée m_p, sa matrice d'inertie I_p.

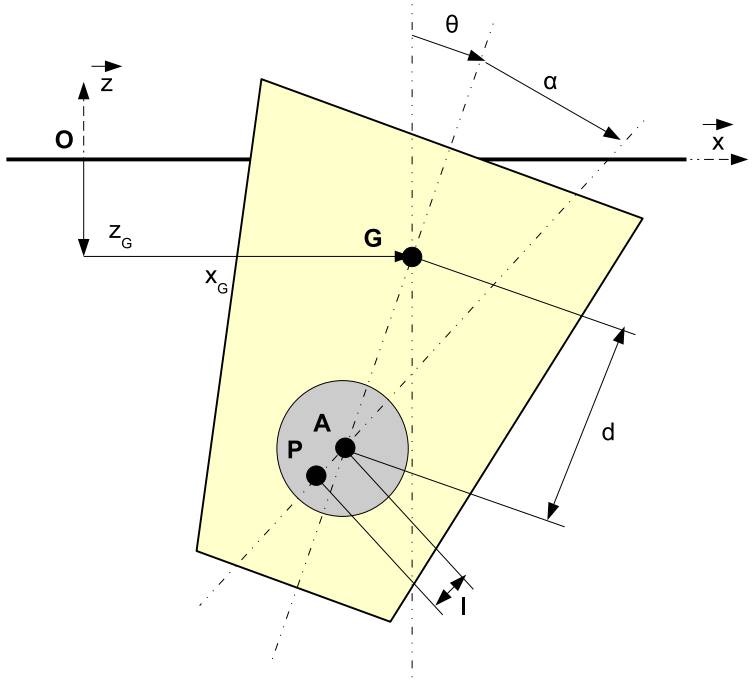


FIG. 2.1 – Description et paramètrage géométrique simplifié de SEAREV

Nous donnons ici quelques définitions concernant les mouvements de la houle (Fig. 2.2) :
- le mouvement de translation selon l'axe x est appelé cavalement ;
- le mouvement de translation selon l'axe y est appelé embardée ;
- le mouvement de translation selon l'axe z est appelé pilonnement ;
- le mouvement de rotation selon l'axe x est appelé le roulis ;
- le mouvement de rotation selon l'axe y est appelé le tangage ;
- le mouvement de rotation selon l'axe x est appelé le lacet.

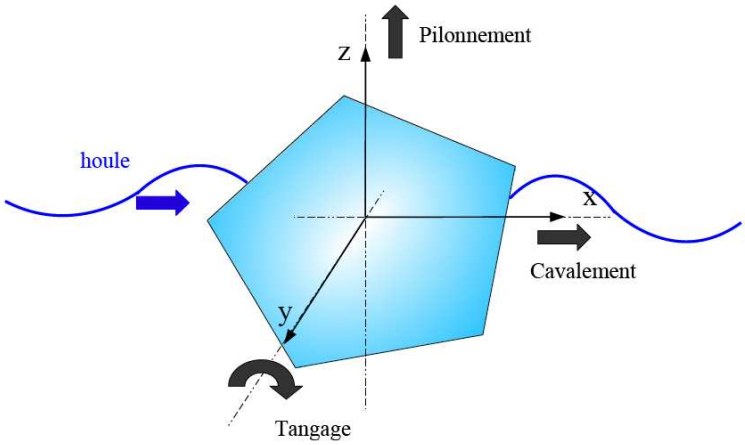


FIG. 2.2 – Définition des mouvements récupératifs du SEAREV

Dans notre étude, nous supposons que le flotteur est excité par une houle cylindrique selon son axe principal. Il en résulte que seuls trois degrés seront excités. De même nous

supposons que le pendule n'est excité que selon un degré de liberté.

Nous faisons également l'hypothèse que le flotteur possède le plan $(G, \vec{x_b}^1, \vec{z_b})$ comme plan de symétrie, la houle incidente est supposée se propager selon l'axe $\vec{x_b}$ du flotteur. Avec ces hypothèses, seuls les mouvements de cavalement, pilonnement et de tangage sont excités. Les mouvements restent dans le plan $(G, \vec{x_b}, \vec{z_b})$

Le flotteur est soumis à l'action de la houle. Afin de déterminer les mouvements du système, un bilan des efforts doit être effectué. L'équation du mouvement du système est de la forme :

$$M.\vec{\ddot{X}} = \sum \vec{F_{ext}} \tag{2.1}$$

où M est la matrice $\{Masse + Inertie\}$.

où $X = [x_G, z_G, \theta, \alpha]$ représente le vecteur déplacement et F_{ext} la matrice des forces généralisées.

$F_{ext} = F_p + C_R + F_H + F_R + F_{ex}$

F_p représente l'effort exercé par le pendule au point O.

F_H représente la force hydrostatique due à la poussée d'Archimède.

F_R représente la force de radiation correspondant à la réaction du système (*flotteur + pendule*) sur la houle.

C_R est le couple de récupération de l'énergie exercé par le générateur électromagnétique. C'est à travers ce couple de récupération que nous allons optimiser la puissance récupérée et dimensionner au mieux la chaîne de conversion.

Les forces d'excitation de la houle F_{ex} sont calculées à partir des ressources de la houle et pour une géométrie globale donnée (optimisée) du flotteur.

Dans les prochains paragraphes, nous détaillons les efforts d'excitation et nous présentons brièvement les autres forces ainsi que les différentes modélisations qui ont été adoptées par le LMF en vue d'une optimisation du système hydrodynamique-mécanique-électrique.

2.2 Les forces d'excitation de la houle

Nous présentons dans ce paragraphe le modèle de houle que nous avons utilisé. La houle est un phénomène complexe que nous pouvons modéliser comme une superposition d'ondes. Chaque onde a une direction de propagation et des caractéristiques (hauteur et périodes) différentes.

Nous faisons tout d'abord l'approximation que le flotteur s'oriente dans la direction principale de la houle et considérons une houle monodirectionnelle.

Dans notre cas, la houle est modélisée comme une superposition de N ondes monochromatiques, dont chaque phase à l'origine est aléatoire. Des études statistiques ont montré que l'état de mer, c'est à dire la quantité d'énergie contenue dans chacune des ondes élémentaires qui composent une houle, est une fonction lentement variable du temps. L'état de mer peut être correctement modélisé dans l'espace des fréquences f sur plusieurs dizaines de minutes par une fonction $S(f)$, appelée spectre d'énergie. Cette fonction est déterminée à partir de deux paramètres :

[1] L'indice b est relatif au flotteur (buoy en anglais)

– la hauteur significative noté H_s, qui correspond à la hauteur de la moyenne du tiers supérieur des amplitudes observées.
– la période pic T_p, période de la raie possédant le plus d'énergie dans le spectre.

Nous détaillons ici un peu plus le calcul permettant de générer numériquement une houle de hauteur significative H_s et de période pic T_p. La méthode consiste à considérer la houle comme une superposition de N sinusoïdes de fréquence f_i, régulièrement espacées d'un pas Δf, de phases initiales φ_i et d'amplitudes élémentaires a_i. L'amplitude de chacune des sinusoïdes est alors donnée par :

$$a_i = \sqrt{2S(f_i)\Delta f} \tag{2.2}$$

La fonction « spectre d'énergie » S(f) est définie par l'équation 2.3 [Bab05] :

$$S(f) = \frac{A}{f^5} e^{-\frac{B}{f^4}} \tag{2.3}$$

avec $A = \frac{5}{16}\frac{H_s^2}{T_p^4}$ et $B = \frac{5}{4}\frac{1}{T_p^4}$

Les phases initiales φ_i sont obtenues en utilisant un générateur de nombres aléatoires entre 0 et 2π. L'élévation de surface libre correspondant ainsi à la houle reconstruite est donnée par :

$$\eta(t) = \sum_{i=1}^{N} a_i cos(2\pi f_i t + \varphi_i) \tag{2.4}$$

Le signal ainsi reconstruit présente les mêmes caractéristiques énergétiques qu'un signal réel. Historiquement seules la hauteur significative et la période de la houle étaient relevées. Aucune donnée concernant les phases n'étaient relevées, c'est pourquoi elles ne sont pas modélisées précisément. Toutes les houles générées aléatoirement sont différentes les unes des autres et le système SEAREV dans chacune de ces houles réagit et donc récupère différemment.

La figure 2.3 présente la surface libre de la houle suivant l'axe vertical.

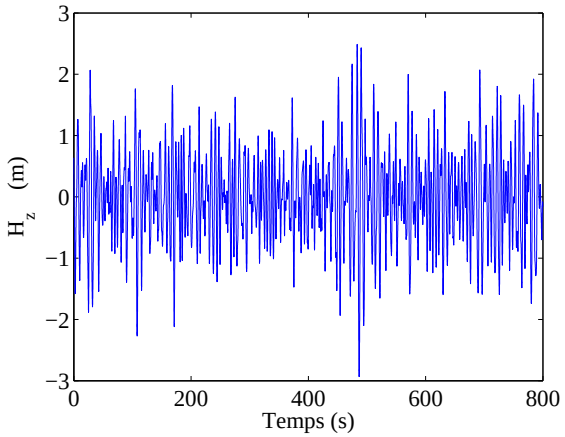


FIG. 2.3 – Hauteur de la surface d'un exemple de houle suivant l'axe z

En utilisant les résultats fréquentiels, puisque nous sommes en théorie linéarisée (hypothèse de petits mouvements pour le flotteur), les efforts élémentaires dus à chaque pulsation présente dans la houle peuvent être superposés. L'effort d'excitation peut s'écrire :

$$F_{ex}(t) = \sum_{i=1}^{N} a_i (F_{I+D}(\omega_i) e^{i(\omega_i t + \varphi_i)}) \tag{2.5}$$

où $F_{I+D}(\omega)$ représente le vecteur des efforts de diffraction et radiation au point O et ω=2πf.

La figure 2.4 présente un exemple des efforts d'excitation d'une houle particulière.

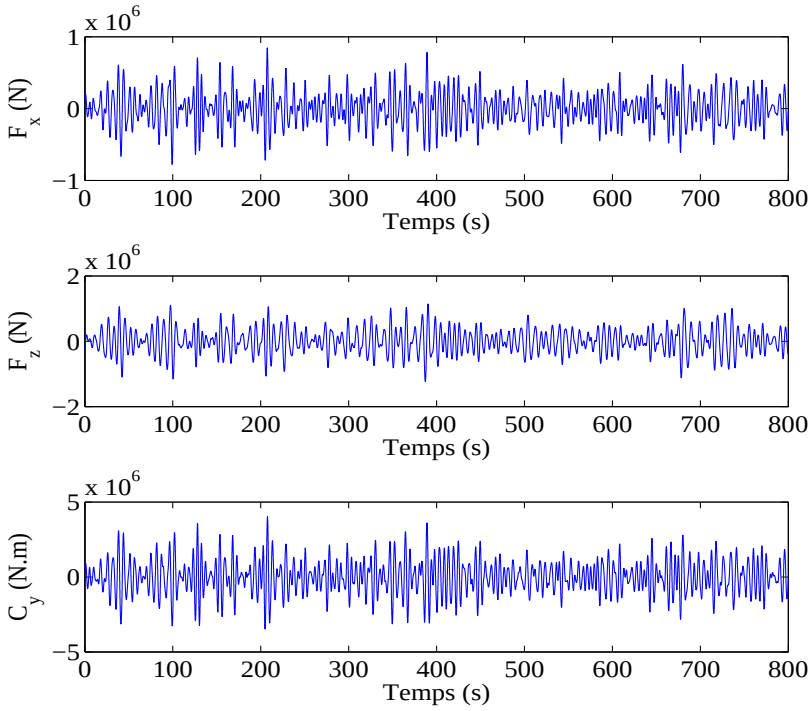


FIG. 2.4 – Exemple de forces d'excitation pour un cas particulier de houle (H_s = 2 m ; T_p = 7 s)

2.3 Modèle hydrodynamique-mécanique

D'une manière générale, les efforts s'exerçant sur le système $\{flotteur + pendule\}$ se décomposent en trois parties. Une partie est due à l'action du champ de pesanteur F_p sur le système, la seconde est due aux efforts de pression qu'exerce le fluide sur la surface mouillée du flotteur. La dernière correspond à l'effort appliqué par les ancrages sur le système.

Pour le système $\{flotteur + pendule\}$, l'action du champ de pesanteur se décompose en l'action du poids du flotteur au centre de gravité du flotteur et du poids du pendule au centre de gravité du pendule.

Les efforts de pression sont composés des efforts hydrostatiques et des efforts dynamiques. Les efforts hydrostatiques correspondent à la pression exercée sur le flotteur dans le cas où il n'est pas en mouvement. Ces efforts peuvent être ramenés à un effort de rappel (Archimède).

Les efforts dynamiques sont composés des efforts d'excitation de la houle (cf. paragraphe 2.2) et des efforts de radiation. Ces derniers correspondent aux efforts de réaction du flotteur sur la houle. Ce dernier terme est loin d'être négligeable. En effet si le système capte une partie de l'énergie des vagues, il en réfléchit également.

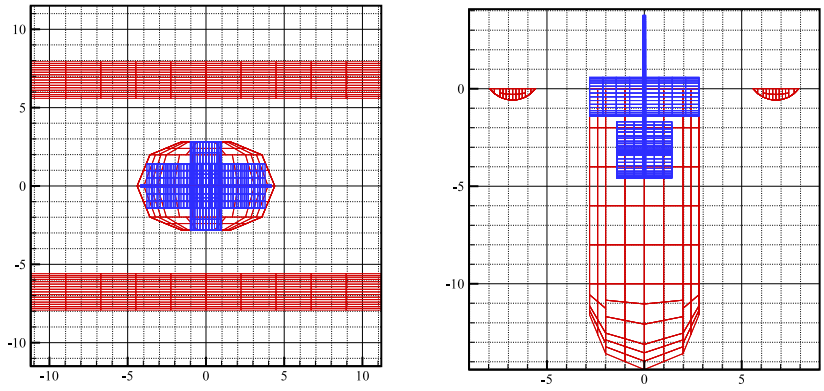


FIG. 2.5 – Vue de dessus et de devant du SEAREV (échelle en m)

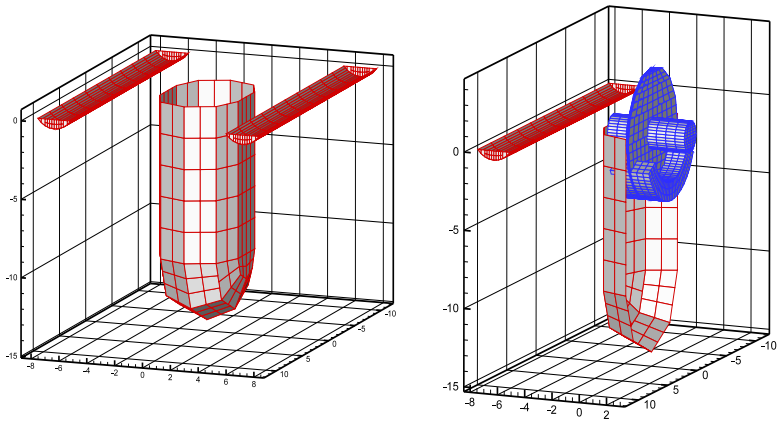


FIG. 2.6 – Exemple de forme optimisée du SEAREV (version DES328) (échelle en m)

A partir de ces modèles hydrodynamiques-mécaniques, le LMF a effectué des optimisations de la forme du flotteur et du pendule. L'objectif est de concevoir un houlogéné-

rateur qui maximise la production d'énergie tout en minimisant les coûts de fabrication et d'exploitation.

Pour cette étude, le site de l'île d'Yeu a été choisi comme site de référence. Le problème consiste alors à déterminer la forme et les dimensions optimales du pendule interne ainsi que du flotteur. Les paramètres du pendule sont sa masse, sa longueur, la hauteur à laquelle il est accroché par rapport au centre de gravité, le décalage de son centre d'inertie propre par rapport à son centre de rotation ; les paramètres du flotteur sont sa masse, son inertie et la position de son centre de gravité.

Les optimisations ont permis de déterminer le flotteur et le pendule présentés sur les figures 2.5 et 2.6 [Bab05].

Le tableau 2.1 présente les caractéristiques du système SEAREV (version DES328).

Flotteur	
Longueur	20 m
Largeur	16 m
Tirant d'eau	14.4 m
Masse	277 tonnes
Centre de gravité	-2.16 m
Inertie	13000 tonnes.m^2
Masse d'eau ajoutée	8900 tonnes.m^2
Raideur hydrostatique	24633 kN.m.s
Pendule	
Rayon	4.18 m
Masse	272 tonnes
Longueur pendulaire	2.29 m
Position du point d'accroche	1.74 m
Inertie	1700 tonnes.m^2
Périodes propres	
Pendule	4.5 s
Flotteur	6.5 s

Tab. 2.1 – Dimensions du SEAREV DES328

La figure 2.7 présente la puissance moyenne récupérée en fonction de la période pic T_p pour une hauteur significative H_s de 2 m en houle régulière. On l'appelle également spectre du système.

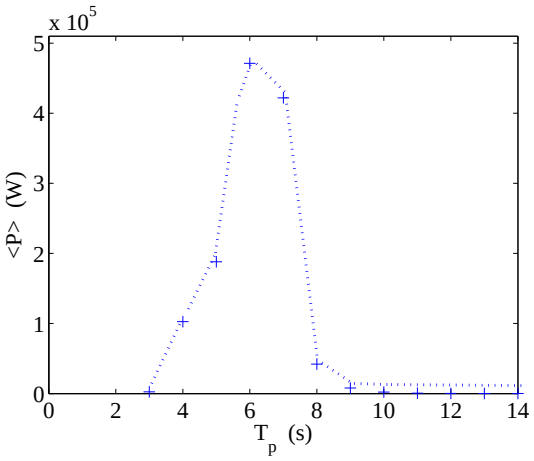


FIG. 2.7 – Spectre du SEAREV

2.4 Système électrique

Le pendule est amorti par une génératrice électromagnétique pilotée par un convertisseur statique à modulation de largeur d'impulsions (2 ponts triphasés dos à dos, côté machine et côté réseau) associé à un système de contrôle imposant des lois de commande optimisées.

Le convertisseur côté réseau régule a priori la tension de bus continu, la forme du courant fourni au réseau (sinusoïdal) et, le cas échéant, la puissance réactive. Quant à celui situé côté génératrice, il est chargé d'optimiser le contrôle des mouvements du pendule et de la récupération d'énergie [Bis06].

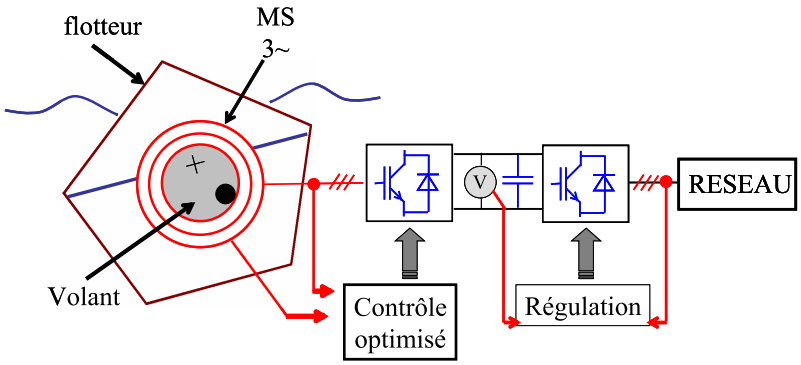


FIG. 2.8 – Synoptique de la chaîne de conversion électrique

La génératrice peut être accouplée directement au pendule (entraînement direct) ou

via un multiplicateur mécanique. On cherche à dimensionner de façon optimale le générateur électromagnétique ainsi que le convertisseur statique. Pour cela on optimise le couple de récupération $C_R(t)$.

Les couplages multiphysiques illustrés par l'équation 2.1 et la complexité des cycles de houle nécessitent de développer une méthodologie spécifique de l'optimisation du dimensionnement intégrant les lois de contrôle. En effet celles-ci vont directement influer sur les contraintes (couple, vitesse) imposées au générateur et sur l'énergie récupérée (principalement ses fluctuations). Le schéma 2.9 présente la méthodologie générale adoptée [Rue06a].

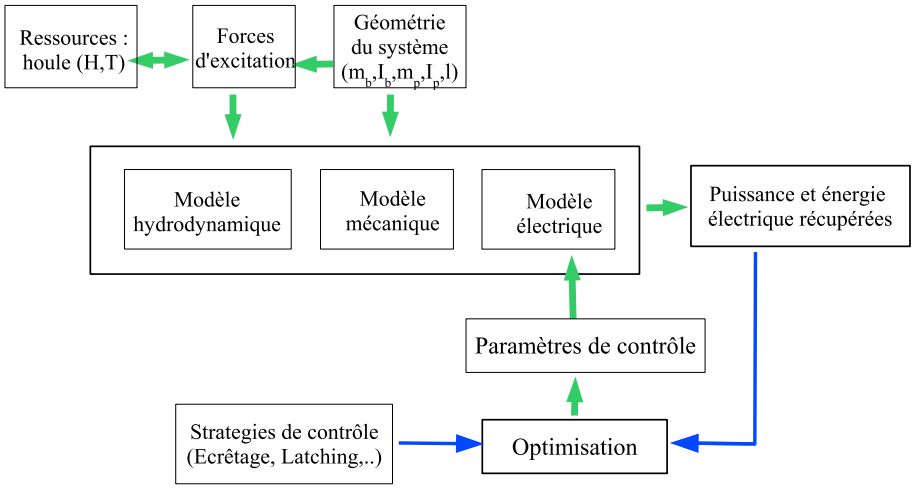


FIG. 2.9 – Synoptique d'optimisation

Ceci va permettre de déterminer les caractéristiques couple-vitesse requises en fonction des types de houle et du mode de contrôle retenu. Ce travail fera l'objet des chapitres suivants.

2.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté d'abord le principe de fonctionnement du système pendulaire SEAREV, puis les différents modèles de l'ensemble du système à savoir des modèles hydrodynamique, mécanique et électrique.

L'objectif final étant de dimensionner une chaîne de conversion adaptée au système SEAREV, nous avons présenté une méthodologie spécifique de dimensionnement. La structure du flotteur ainsi que du pendule étant « pré-optimisées » et fixes, nous agissons uniquement sur la partie électrique afin de trouver un compromis entre la maximisation de l'énergie récupérée et la minimisation du coût de la chaîne électrique. Nous présenterons dans le chapitre suivant les différents modes de contrôle et les résultats obtenus sur les contraintes électriques (profils de couple, vitesse, puissance).

Chapitre 3

Contrôle et Étude de sensibilité

Nous avons présenté dans le chapitre précédent l'ensemble du système SEAREV. Sa modélisation comprend une partie hydrodynamique, une partie mécanique et enfin une partie électrique.

Dans ce chapitre nous présentons les objectifs d'optimisation système et les différentes stratégies de récupération développées. Nous travaillons à masse et inertie du système {pendule + génératrice} constantes. Nous adapterons, lors de la réalisation, la masse du pendule à la masse de la génératrice. Cela nous permet de traiter les aspects « contrôle » et « dimensionnement » de façon découplée.

Il s'agit ici de déterminer les caractéristiques **Couple-Vitesse** requises en fonction des états de mer associés aux modes de contrôle retenus. Les profils Couple-Vitesse obtenus nous permettront ensuite de dimensionner la génératrice électromagnétique (chapitre 4). Pour cela nous cherchons d'abord à déterminer des lois optimales de variation du couple de récupération ou encore couple d'amortissement $C_R(t)$ afin de maximiser l'énergie récupérée pour un flotteur donné sur un site donné tout en minimisant le dimensionnement du système de génération (Eq : 3.1).

$$W_e = \int_{\Delta T} C_R(t).\dot{\theta}(t).dt \tag{3.1}$$

Le mode de contrôle de la génératrice a, compte tenu des sollicitations fluctuantes, une influence considérable sur le fonctionnement même du système, sur son dimensionnement et sur l'énergie électrique récupérée. Ainsi afin de dimensionner au mieux, non seulement la génératrice électrique mais également l'ensemble de la chaîne de conversion électrique, différents modes de contrôle ont été étudiés :

- un contrôle à amortissement optimal constant sur un cycle,
- un contrôle à amortissement optimal avec écretage de la puissance,
- un contrôle par latching.

Les résultats obtenus sont présentés dans ce chapitre.

En outre comme nous l'avons déjà expliqué précédemment, la houle est un phénomène complexe et aléatoire. Afin de simplifier l'approche, nous avons considéré des données déterministes. Cependant des études de sensibilité concernant à la fois la ressource et les modèles utilisés ont été effectuées. Ces études présentées en deuxième partie de ce chapitre

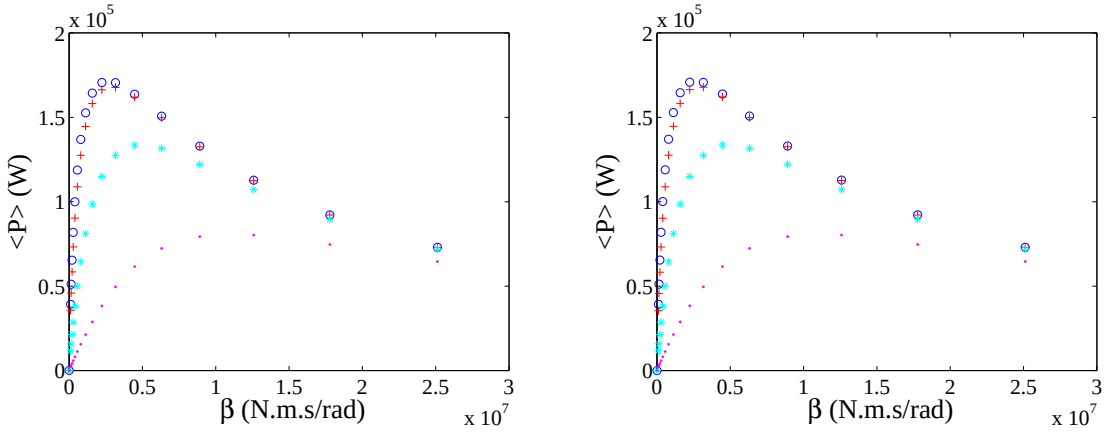
nous ont permis d'analyser les principales limites des modèles et de cette méthodologie de dimensionnement.

3.1 Forme du couple de récupération

Compte tenu des remarques effectuées précédemment (étude à masse et inertie constantes), la principale inconnue du problème est la forme instantanée du couple de récupération $C_R(t)$. Cependant l'optimisation de C_R implique sa discrétisation temporelle et donc un nombre de variables d'optimisation très important. Compte tenu de la complexité des sollicitations, nous avons cherché une fonction linéaire de θ, angle relatif entre le pendule et le flotteur et de sa dérivée, évitant ainsi d'optimiser C_R à chaque pas de temps. Le couple recherché est donc de la forme [Roz04] :

$$C_R(t) = \beta.\dot{\theta}(t) + \kappa.\theta(t) + \lambda \tag{3.2}$$

En effet le mouvement étant pendulaire, il semble assez logique de synchroniser le couple sur l'angle θ.



(a) $\kappa = 0$ N.m/rad (b) $\kappa = 316$ kN.m/rad

FIG. 3.1 – Puissance moyenne récupérée en fonction du coefficient visqueux β pour $\kappa = 0$ N.m/rad (a) et pour $\kappa = 316$ kN.m/rad (b) et différentes valeurs de λ ((o) : $\lambda = 0$N.m ; (+) : $\lambda = 316$kN.m ; (*) : $\lambda = 3\ 160$kN.m ; (.) : $\lambda = 1$ MN.m)

Nous avons effectué une étude paramétrique sur les valeurs optimales de κ, λ et β afin d'analyser leur impact sur l'énergie récupérée. Les résultats obtenus montrent que la puissance récupérée ne dépend pas de κ (Fig. 3.1(a) et Fig. 3.1(b)) et que la valeur optimale de λ est égale à 0. Ainsi la forme optimale du couple de récupération est de type « frottements visqueux ». Quant à la loi d'évolution de β, elle dépend du mode de contrôle adopté et de l'état de mer. Cette étude a été effectuée avec un état de mer de caractéristiques $H_s = 3$ m et $T_p = 8$ s.

$$C_R(t) = \beta.\dot{\theta}(t) \tag{3.3}$$

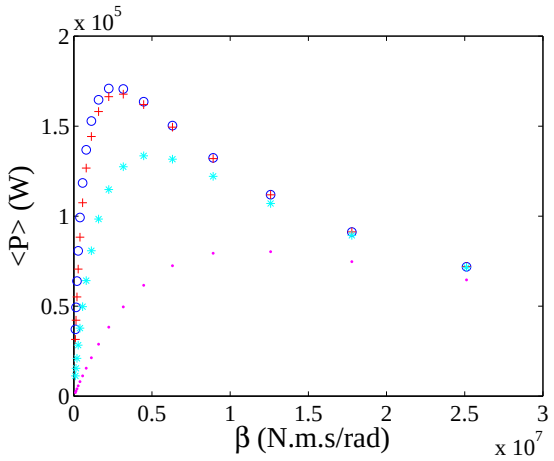


FIG. 3.2 – Puissance moyenne récupérée en fonction du coefficient visqueux β pour κ = 3 160 kN.m/rad et différentes valeurs de λ ((o) : λ = 0N.m ; (+) : λ = 316kN.m ; (*) : λ = 3 160kN.m ; (.) : λ = 1 MN.m)

3.2 Modes de Contrôle

Afin de comparer de façon « objective » les trois modes de contrôles nous avons réalisé des simulations avec **une houle aléatoire** [Cle02b] (c'est-à-dire dont les phases initiales des différentes composantes harmoniques ont été tirées de façon aléatoire) dont les caractéristiques sont une hauteur significative de 3 m et une période pic de 9 s. Cette houle sera notre houle de référence par la suite. Les efforts d'excitation, exercés sur le flotteur et correspondant à cette houle, sont présentés sur la figure 3.3.

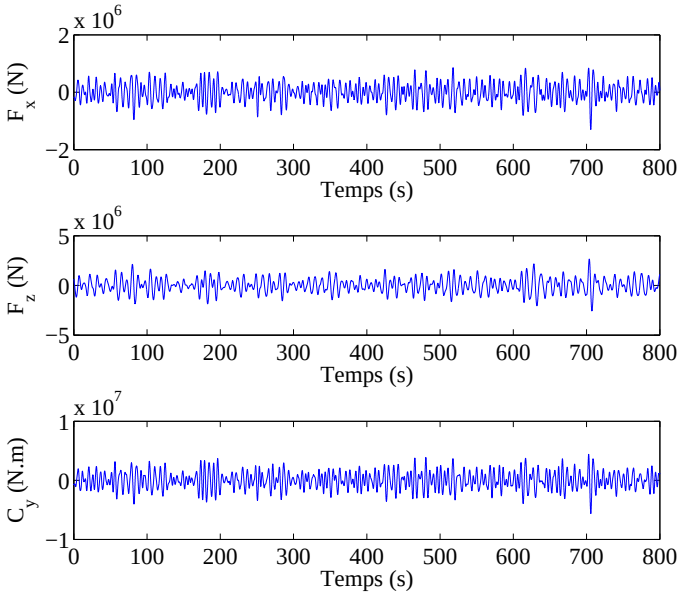


FIG. 3.3 – Relevés des efforts d'excitation pour la houle de référence

3.2.1 Contrôle à coefficient d'amortissement constant

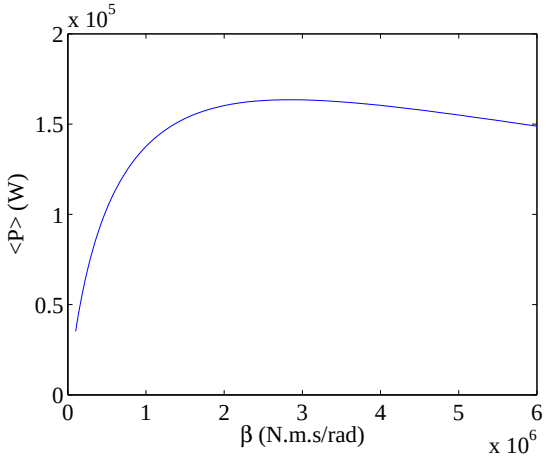
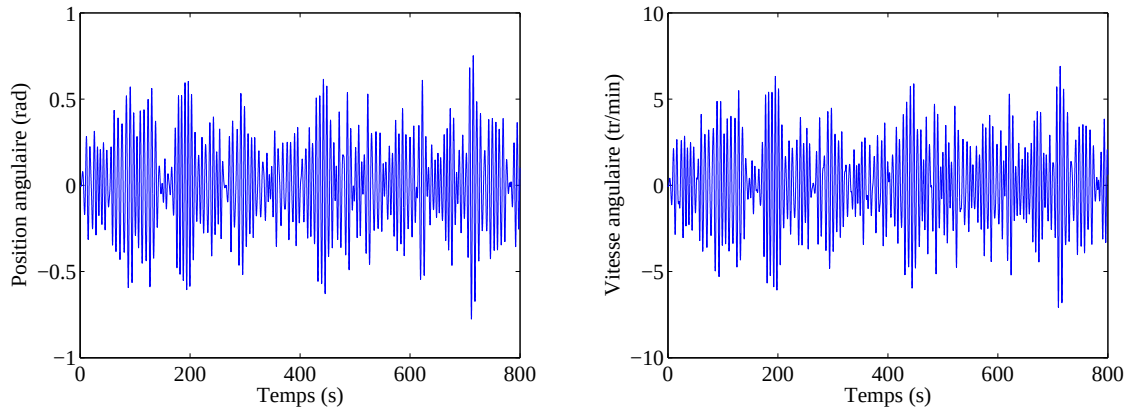


FIG. 3.4 – Puissance moyenne récupérée (en W) en fonction du coefficient d'amortissement β (en N.m.s/rad) (Houle : $T_p = 8$s - $H_s = 3$m)

Ce premier mode de contrôle consiste à optimiser le coefficient de récupération ou encore coefficient d'amortissement visqueux β du couple de récupération afin de maximiser l'énergie récupérée sur un cycle pour un état de mer donné. Dans cette stratégie, la valeur de β est ajustée à chaque état de mer. Ce coefficient est considéré constant sur un cycle entier (ici 800 s). Nous reviendrons sur la durée de simulation ultérieurement. Nous avons pu observer que si l'on recherche à maximiser la puissance moyenne récupérée, pour une houle donnée, il existe une valeur optimale de β (Fig. 3.4). En effet pour une très faible valeur β, l'amplitude des mouvements est très importante mais l'énergie récupérée est très faible alors que pour un β tendant vers l'infini, le système pendulaire est tellement freiné que les mouvements sont très faibles et l'énergie récupérée également.

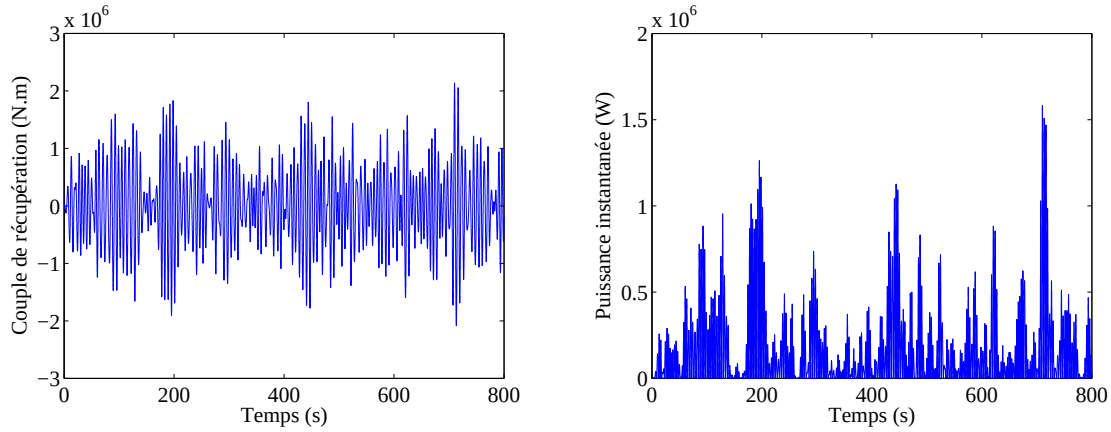
La simulation présentée sur la figure 3.4 a été réalisée avec la houle de référence. Nous récupérons une puissance moyenne optimale de 163 kW pour un coefficient d'amortissement de 2.9 MN.m.s/rad. La puissance crête est égale dans ce cas à 1.6 MW soit un rapport très faible de la puissance moyenne sur la puissance crête d'environ 10 %.

Pour ce cas précis, nous présentons à titre d'exemple les profils de variation de position, vitesse (Fig. 3.5), couple et puissance (Fig. 3.6). La position angulaire maximale atteinte est de 0,77 rad (44.5°), la vitesse angulaire maximale est de 7.1 tr/min et le couple maximal est de 2136 kN.m.



(a) (b)

FIG. 3.5 – Position angulaire (rad) (a) et vitesse angulaire (tour/min) (b) du pendule



(a) (b)

FIG. 3.6 – Couple de récupération (N.m) (a) et puissance instantanée récupérée (W) (b)

L'objectif de l'étude précédente consistait à maximiser uniquement l'énergie récupérée sur cycle sans considération de la qualité de conversion. Cependant l'objectif final est de dimensionner au mieux toute la chaîne de conversion électrique de façon à réaliser un système récupérant bien sûr le maximum d'énergie tout **en minimisant son coût**. Pour cela le système doit avoir une puissance moyenne sur cycle la plus élevée possible (énergie produite) et une puissance crête la plus basse possible (notamment en lien avec le coût du convertisseur électronique de puissance). De part la forme du couple de récupération et la géométrie du système, le pendule oscille et sa vitesse s'annule. Les deux objectifs d'optimisation sont donc fondamentalement contradictoires.

Nous avons alors optimisé le coefficient d'amortissement en considérant les deux objectifs suivants : maximiser l'énergie récupérée sur un cycle de fonctionnement et minimiser la puissance crête sur un cycle, dimensionnante pour le convertisseur électronique de puissance. Nous avons réalisé cette étude d'optimisation pour deux états de mer : (T_p = 8 s - H_s = 3 m ; T_p = 6 s - H_s = 1 m).

L'outil d'optimisation que nous avons utilisé est l'algorithme génétique NSGA-II

[Deb95] [Reg05]. L'algorithme génétique NSGA-II est un algorithme multi-objectifs. Il permet d'approcher les meilleurs compromis entre les deux objectifs que nous nous sommes fixés. Il garde à la fois les solutions tendant à minimiser la puissance maximale (□) et à maximiser la puissance moyenne (Δ).

Le principe repose sur le classement des individus de la population et l'application d'une stratégie de sélection élitiste. Ce classement s'opère dans l'espace des objectifs et s'appuie dans un premier temps sur la dominance au sens de Pareto. L'individu $\vec{x_i}$ domine l'individu $\vec{x_j}$ (noté $\vec{x_i} \prec \vec{x_j}$) s'il est au moins aussi bon dans tous les objectifs et meilleur pour au moins un objectif. Le front de Pareto correspond à l'ensemble des individus de la population non dominés.

Nous présentons donc les résultats sous forme de front de Pareto avec en abscisse l'opposé de la puissance moyenne récupérée et la puissance crête en ordonnée. Nous avons optimisé sur 150 individus et 20 générations. Les résultats obtenus sont présentés à la figure 3.7.

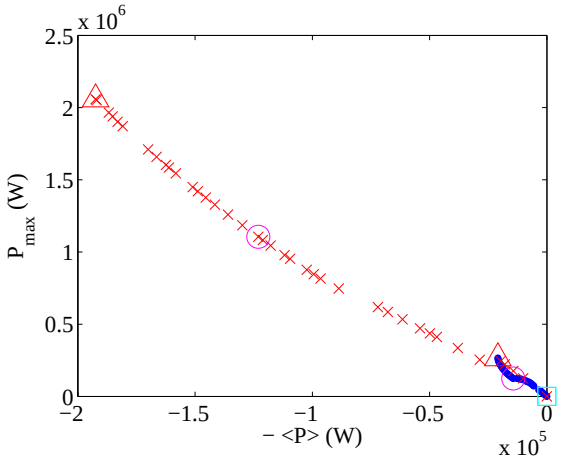


FIG. 3.7 – Front de pareto de l'optimisation multiobjective pour deux types de houle : (x) : $T_p = 8$ s $H_s = 3$ m ; (.) : $T_p = 6$ s $H_s = 1$ m

Nous observons que les deux objectifs sont bien contradictoires. Nous avons analysé les résultats relatifs à la houle de caractéristiques $T_p = 8$ s et $H_s = 3$ m. Pour une puissance moyenne récupérée de 100 kW, nous devons admettre une puissance crête de 877 kW pour un β égal à 1.9 MN.m.s/rad. Si l'on cherche à récupérer deux fois plus d'énergie c'est à dire 192.4 kW, la puissance crête n'est pas multipliée par deux mais par 2.4. Elle est alors égale à 2 MW pour un coefficient d'amortissement égal à 2.8 MN.m.s/rad. La puissance moyenne récupérée avec une houle de caractéristiques $T_p = 6$ s et $H_s = 1$ m est beaucoup moins importante, tout simplement car le potentiel énergétique d'une telle houle est beaucoup plus faible.

La figure 3.8 présente la valeur du paramètre d'optimisation β en fonction de - <P>. Nous détaillons trois points particuliers dans le tableau 3.4. Ils sont signalés sur les figures 3.7 et 3.8 par les sigles Δ, □ et ◯.

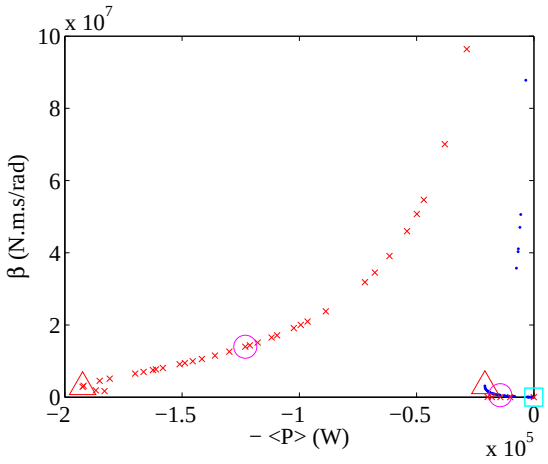


FIG. 3.8 – Nuages de points des valeurs du coefficient de récupération β (N.m.s/rad) pour deux types de houle : (x) : $T_p = 8$ s $H_s = 3$ m ; (.) : $T_p = 6$ s $H_s = 1$ m

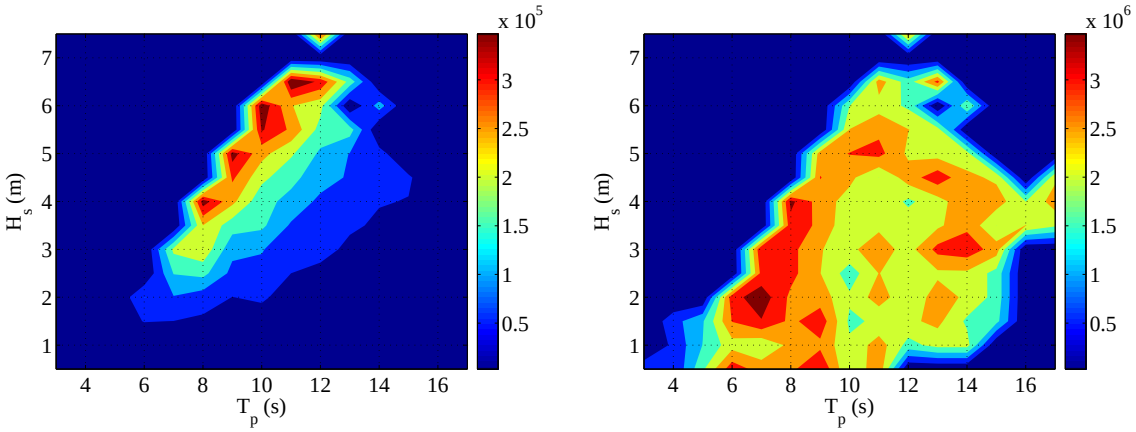
		Δ	$\square$	$\bigcirc$
$T_p = 6$ s $H_s = 1$ m	$-< P >_{opt} (W)$	-20904	-0,1	-14345
	$\widehat{P}_{opt}(W)$	265120	1,5	124310
	β (N.m.s/rad)	3114500	1,3	555560
$T_p = 8$ s $H_s = 3$ m	$-< P >_{opt} (W)$	-192390	-0,7	-123050
	$\widehat{P}_{opt}(W)$	2058600	8,9	1105200
	β (N.m.s/rad)	2846300	1,3	13978000

TAB. 3.1 – Valeurs des six points particuliers de l'optimisation

Nous venons de voir qu'il existe un amortissement optimal β_{opt} pour un état de mer donné. Dans un cas réaliste, il est nécessaire de considérer une multitude d'états de mer relatifs à un site donné. A chaque site, on fait correspondre une cartographie (T_p - H_s) avec une probabilité d'apparition de chaque état de mer. A partir de ces données, nous pouvons alors calculer l'énergie récupérée sur une année sur un site donné et estimer les performances du système. Nous simulons le système pour tous les états de mer apparaissant sur ce site et optimisons pour chacun de ces états de mer le coefficient d'amortissement β. Nous présentons ces résultats de puissance moyenne optimale ainsi que le coefficient de récupération optimal β correspondant sous forme de « scatter diagram » (Fig. 3.9). Le site choisi est l'île d'Yeu. Nous avons présenté son scatter diagram de probabilité d'apparition des houles sur la figure 1.5. Nous présentons en annexe A les données T_p, H_s ainsi que les probabilités d'apparition utiles à ce calcul.

L'énergie optimale récupérée annuellement est égale à 78.8 kW pour une puissance crête de 6.1 MW.

Ce premier mode de contrôle n'est certainement pas l'optimum en terme de récupération d'énergie ni en terme de qualité d'énergie. Néanmoins il a l'avantage d'avoir une mise en oeuvre pratique relativement simple et robuste.



(a) (b)

FIG. 3.9 – Scatter diagram de la puissance optimale récupérée (a) et son coefficient de récupération correspondant (b)

3.2.2 Contrôle à β optimal avec écrêtage de la puissance

Avec le premier mode de contrôle, nous avons observé de nombreuses fluctuations de la puissance (Fig. 3.6 b). Elles engendrent un surdimensionnement du système de conversion électrique. Un écrêtage de la puissance convertie (comme on peut le faire dans un système éolien) permettrait de mieux optimiser la rentabilité économique [Bab06a] [Rue06b].

Cet écrêtage est obtenu dans notre cas par la modification (réduction) de la valeur du coefficient d'amortissement récupératif. La formule ci-dessous met en équation la méthode d'écrêtage.

$$\beta(t) = \begin{cases} \beta_{opt} & \text{pour } P(t) \leq \mathrm{P_{Ecretage}} \\ \dfrac{\mathrm{P_{Ecretage}}}{\dot{\theta}^2} & \text{pour } P(t) \geq \mathrm{P_{Ecretage}} \end{cases}$$

Ainsi pour les phases où la puissance est inférieure à la puissance d'écrêtage imposée, la valeur de β est fixée à une constante (générateur fonctionnant avec un couple de type frottement visqueux) optimisée dans l'objectif de maximiser la puissance moyenne sur un cycle. Pour les phases où la puissance générée est supérieure à la puissance d'écrêtage, le coefficient β varie temporellement de telle façon que la puissance générée reste égale à la puissance d'écrêtage (générateur fonctionnant à puissance constante). La figure 3.10 illustre la procédure d'écrêtage.

Dans le cas du système SEAREV, nous avons optimisé la valeur du coefficient de récupération afin de maximiser l'énergie récupérée, ceci pour différents taux d'écrêtage. La figure 3.11 présente la puissance moyenne optimale en fonction du taux d'écrêtage. Comme le montrent les résultats au-delà d'un certain taux d'écrêtage (environ 40%) la puissance moyenne n'augmente plus que très légèrement. En revanche le rapport de la puissance moyenne sur la puissance crête diminue lorsque le taux d'écrêtage augmente.

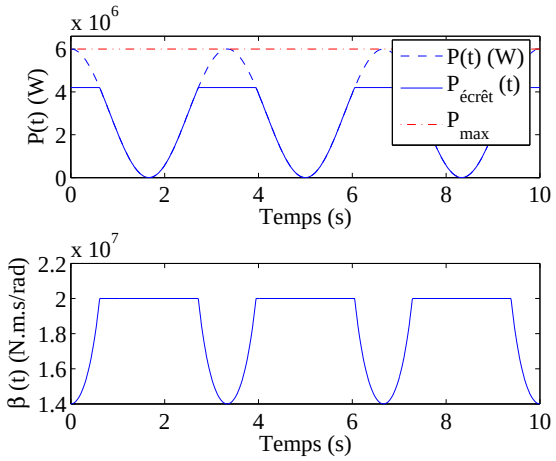
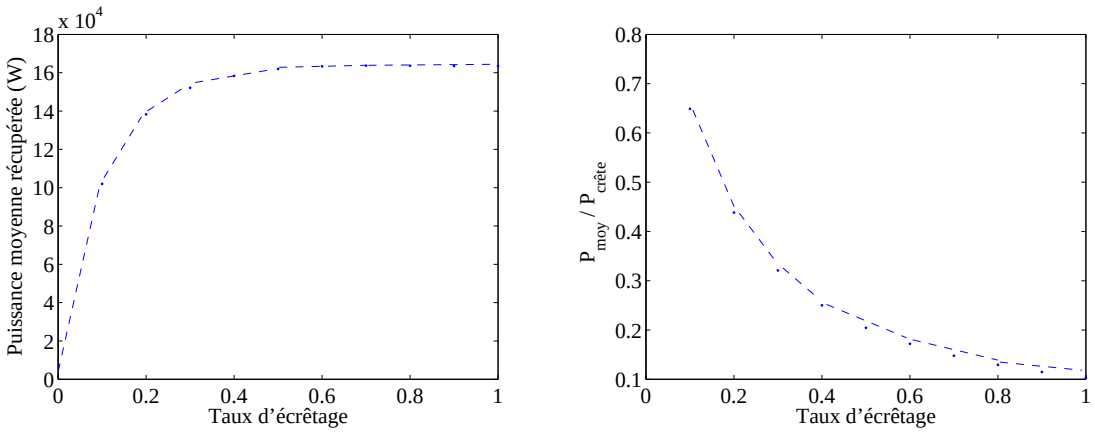


FIG. 3.10 – Illustration de l'explication du contrôle par écrêtage

Il parait donc intéressant de limiter la puissance à 40% de la puissance crête (avant écrêtage).

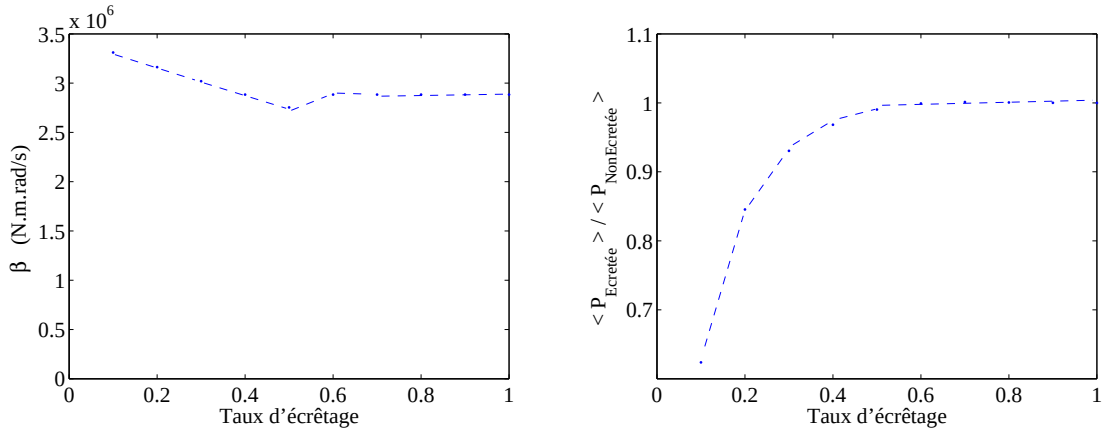


(a) (b)

FIG. 3.11 – Puissance moyenne récupérée optimale en fonction du taux d'écrêtage (W) (a) et rapport de la puissance moyenne sur la puissance crête en fonction du taux d'écrêtage (b)

Dans cette étude d'écrêtage comme dans l'optimisation du coefficient d'amortissement, nous avons optimisé sa valeur pour chaque taux d'écrêtage. Cette valeur optimale subit une sensible modification en fonction du taux d'écrêtage (Fig. 3.12), par rapport au fonctionnement sans écrêtage.

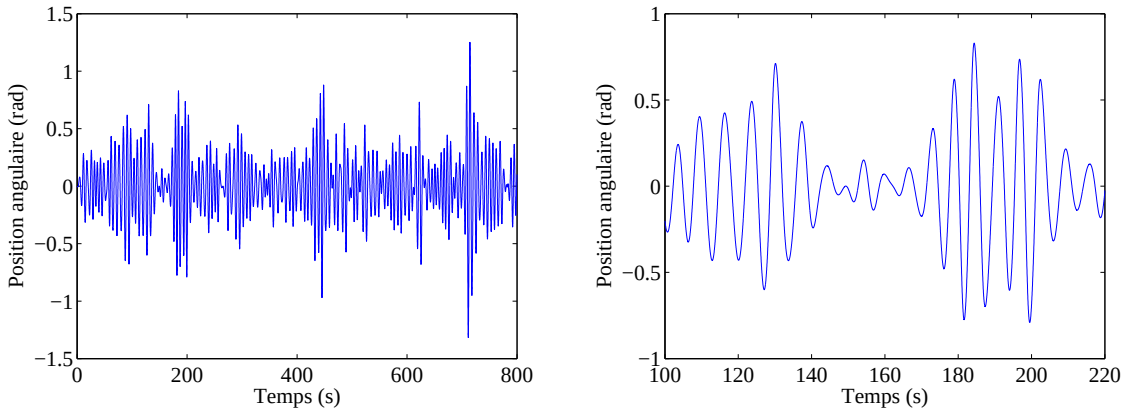
Afin de comprendre les phénomènes avec ce mode de contrôle, nous présentons les mouvements, couple et puissance obtenus pour un taux d'écrêtage de 40%. Ces résultats ont été obtenus pour la même houle qu'auparavant, à savoir la houle dite de référence. Le contrôle par écrêtage de la puissance modifie les mouvements ainsi que la vitesse du pendule, ils sont tous les deux amplifiés. Les figures 3.13 et 3.14 présentent les positions et



(a) (b)

FIG. 3.12 – Coefficient de récupération optimal en fonction du taux d'écrêtage (N.m.s/rad) (a) et rapport de la puissance moyenne écrêtée sur la puissance moyenne non écrêtée en fonction du taux d'écrêtage (b)

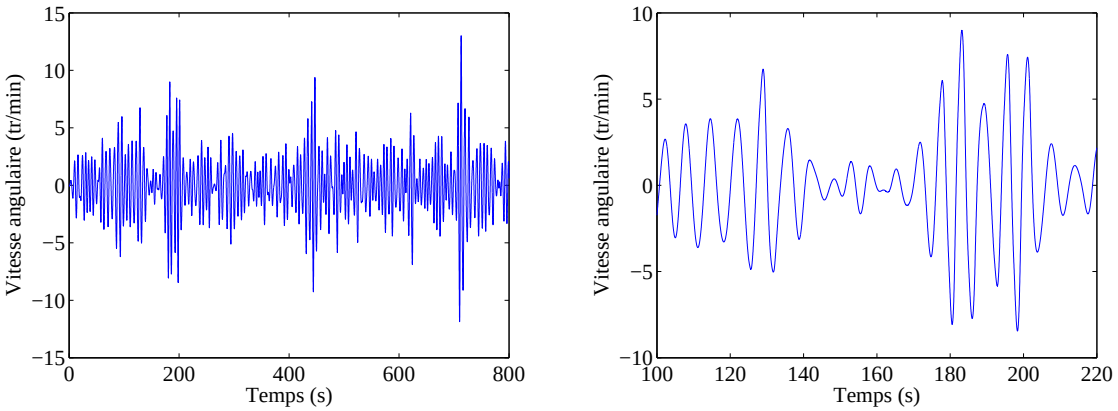
vitesses angulaires avec écrêtage, que l'on peut comparer avec celles de la figure 3.5 (sans écrêtage de la puissance). On passe ainsi d'une position maximale de 0,77 rad (44.5°) à 1.3 rad (75.5°) et d'une vitesse maximale de 7tr/min à 13 tr/min. Le contrôle par « écrêtage de la puissance » modifie donc le comportement du pendule mais également, par réaction, celui du flotteur, ce qui montre l'importance du couplage générateur-pendule-houle. Nous reviendrons sur cet aspect un peu plus loin.



(a) (b)

FIG. 3.13 – Position angulaire (rad) du pendule (a) et zoom de la position angulaire (b)

Nous pouvons alors nous attendre à un dimensionnement différent de la machine électromagnétique. Le dimensionnement du convertisseur électronique de puissance est lui essentiellement « fonction » de la puissance crête. La stratégie par écrêtage permettra donc un meilleur dimensionnement de cette partie. Sur l'exemple d'un écrêtage à 40%, la puissance moyenne récupérée sur un cycle est d'environ 193 kW pour une puissance crête



(a) (b)

FIG. 3.14 – Vitesse angulaire (tr/min) (a) et zoom de la vitesse angulaire (b)

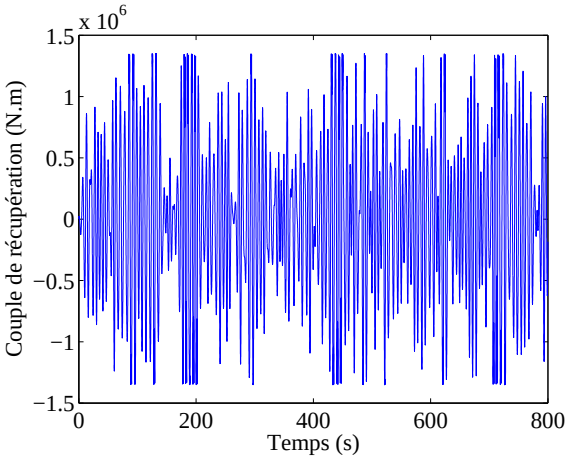
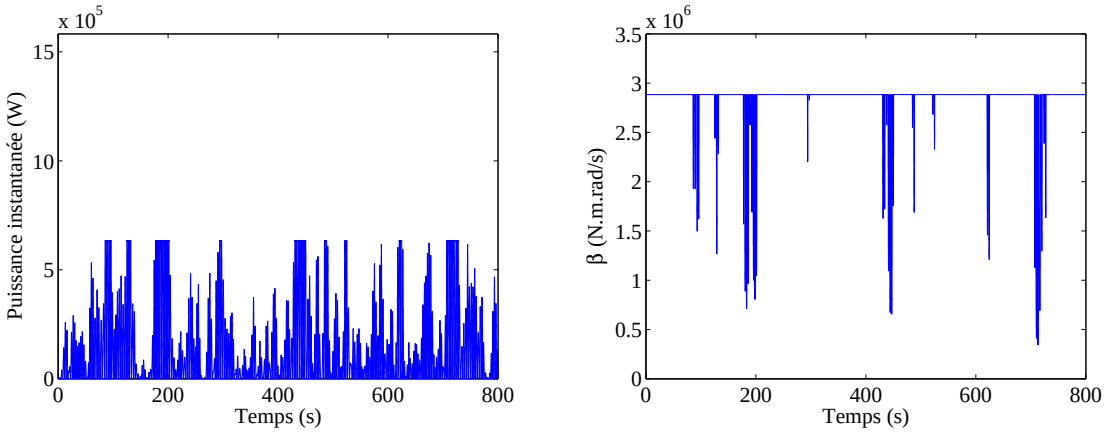


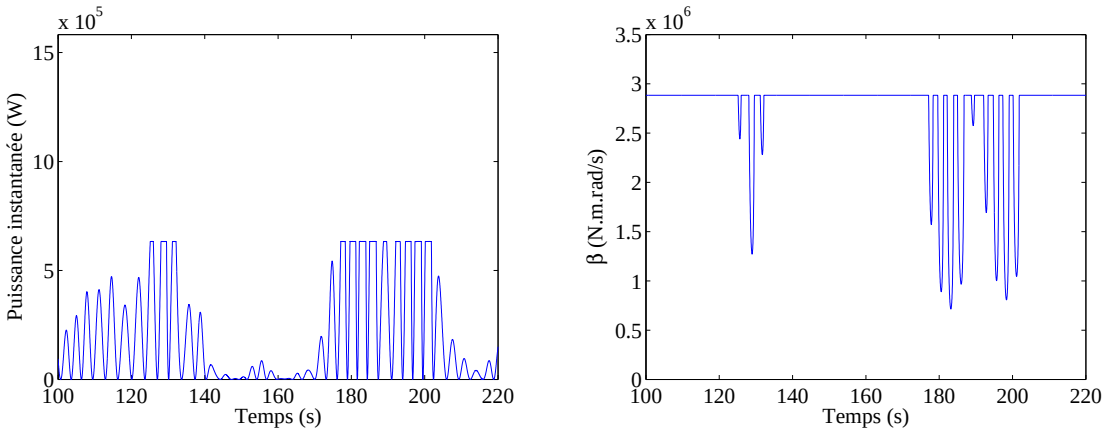
FIG. 3.15 – Couple de récupération (N.m)

de 858 kW, soit un rapport de la puissance moyenne sur la puissance crête d'environ 22% alors que sans écrêtage ce rapport était de 10%.



(a) (b)

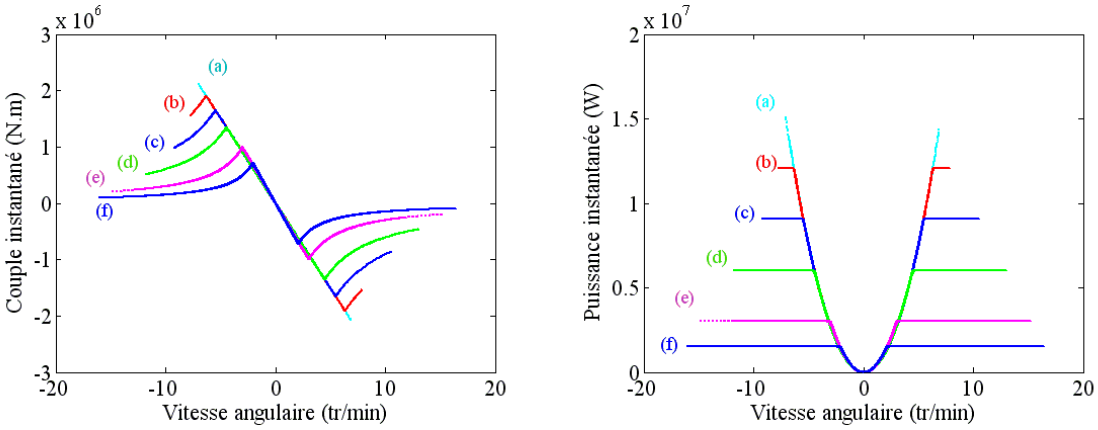
FIG. 3.16 – Puissance récupérée (W) (a) et coefficient de récupération correspondant (N.m.s/rad) (b) en situation d'écrêtage (taux de 40%)



(a) (b)

FIG. 3.17 – Zoom des deux figures précédentes

Nous avons tracé l'ensemble des points balayés dans les plans « Vitesse-puissance » ainsi que « Vitesse-couple » (Fig. 3.18). Nous observons qu'avec ce mode de contrôle au delà d'une certaine vitesse, la puissance reste effectivement constante [Rue07]. Le rapport de la vitesse maximale sur la vitesse à couple minimum (ou maximum) est égal à 2.9. Ce rapport augmente lorsque le taux d'écrêtage diminue. L'optimisation du dimensionnement convertisseur-machine nécessite donc un contrôle du couple du générateur spécifique avec défluxage afin d'étendre la plage de fonctionnement à puissance maximale constante sans surdimensionnement du convertisseur électronique. Nous verrons ce dimensionnement et les difficultés rencontrées lors de cette étude dans le chapitre 4.



(a) (b)

FIG. 3.18 – Ensemble des points dans les plans « Vitesse-Couple » (a) et « Vitesse-Puissance » (b) pour différents taux d'écrêtage (a : 100 % - b : 80 % - c : 60 % - d : 40 % - e : 20 % - f : 10 %)

Les résultats présentés précédemment considéraient comme solution optimale celle maximisant l'énergie récupérée sur cycle. Afin de déterminer la solution qui permet à la fois de maximiser la puissance moyenne et de minimiser la puissance crête, nous avons réalisé une étude d'optimisation multi-objectifs incluant le contrôle par écrêtage. Les deux paramètres d'optimisation sont le taux d'écrêtage et le coefficient d'amortissement β. Nous présentons le front de Pareto obtenu (Fig. 3.19). Lorsque le système cherche à minimiser la puissance maximale, l'algorithme minimise les valeurs de β alors qu'il maximise le taux d'écrêtage. L'algorithme NSGA-II cherche à étendre au maximum le front de Pareto et donc à trouver des solutions les plus extrêmes possibles [Deb02]. Nous avons optimisé sur 150 individus et 20 générations. Pour la houle de caractéristiques $T_p = 6$ s et $H_s = 1$ m, le système ne réussit pas à dépasser une certaine valeur de la puissance moyenne. Afin d'atteindre ces valeurs, l'algorithme augmente la valeur du taux d'écrêtage ce qui a pour conséquence d'augmenter la puissance crête, sans permettre d'augmenter de façon significative la puissance moyenne. Nous pouvons observer ce même phénomène pour la houle de caractéristiques $T_p = 8$ s et $H_s = 3$ m, mais de façon moins marquée.

Nous avons annoté les figures 3.19, 3.20 et 3.21. Le tableau donne le détail des valeurs numériques pour les six points Δ, $\square$, $\bigcirc$.

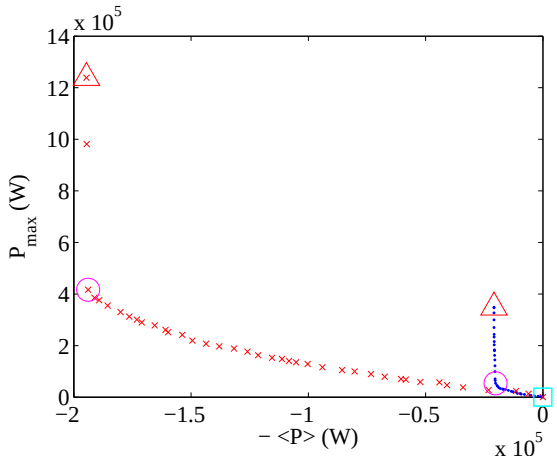


FIG. 3.19 – Front de pareto de l'optimisation multiobjectifs en situation d'écrêtage pour deux types de houle : (x) : $T_p = 8$ s $H_s = 3$ m ; (.) : $T_p = 6$ s $H_s = 1$ m

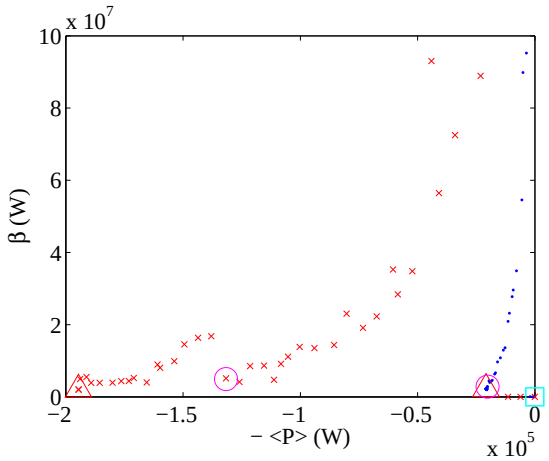


FIG. 3.20 – Nuages de points des valeurs du coefficient de récupération β (N.m.s/rad) pour deux types de houle : (x) : $T_p = 8$ s $H_s = 3$ m ; (.) : $T_p = 6$ s $H_s = 1$ m

		Δ	□	◯
$T_p = 6$ s $H_s = 1$ m	$-< P >_{opt} (W)$	-20846	-0,1	-20179
	$\widehat{P}_{opt}(W)$	348190	0,2	53835
	β (N.m.s/rad)	2248800	1,3	2845300
	taux d'écrêtage	0,99	0,1	0,15
$T_p = 8$ s $H_s = 3$ m	$-< P >_{opt} (W)$	-194630	-0,5	-193900
	$\widehat{P}_{opt}(W)$	1238600	1,1	416510
	β (N.m.s/rad)	2049500	1,3	4951100
	taux d'écrêtage	0,75	0,10	0,28

TAB. 3.2 – Valeurs des six points particuliers de l'optimisation

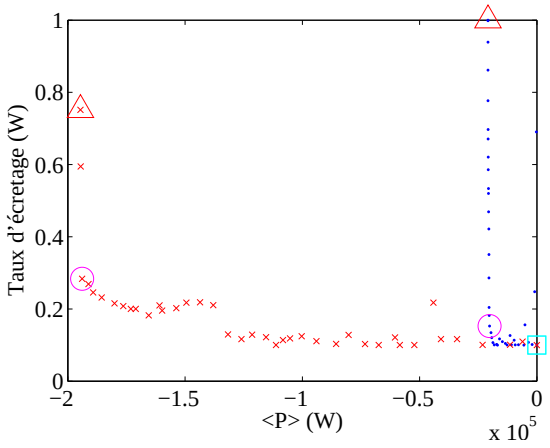
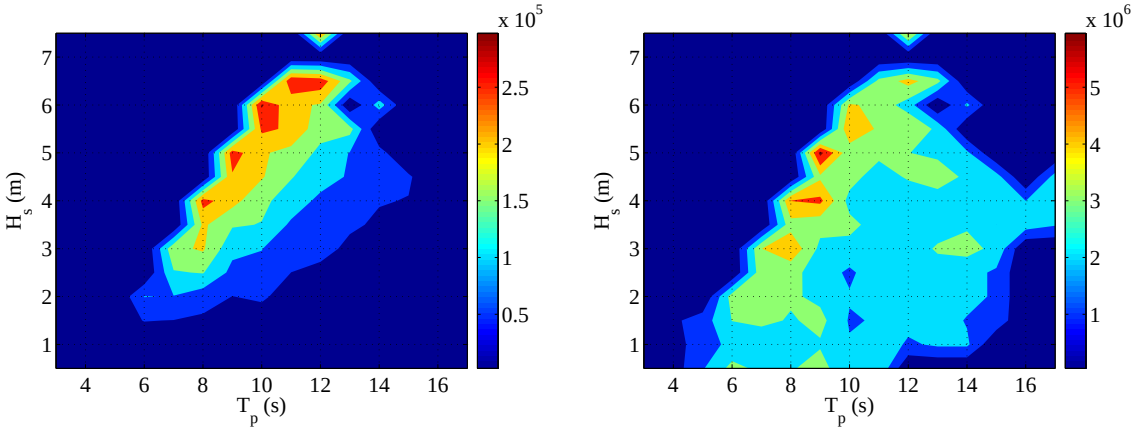


FIG. 3.21 – Nuages de points des valeurs du taux d'écrêtage pour deux types de houle : (x) : $T_p = 8$ s $H_s = 3$ m ; (.) : $T_p = 6$ s $H_s = 1$ m

Enfin nous présentons les « scatter diagrams » de la puissance récupérée (pour toutes les houles apparaissant sur le site de l'île d'Yeu) avec un écrêtage de la puissance à 500 kW. En effet nous ne raisonnons plus en taux d'écrêtage mais en puissance d'écrêtage, ce qui correspond mieux aux contraintes réelles. Nous comparons la puissance annuelle récupérée avec celle obtenue avec le premier mode de contrôle. Les houles étant aléatoirement générées, ce ne sont pas exactement les mêmes que pour le premier mode de contrôle mais cela permet de réaliser une première comparaison.



(a) (b)

FIG. 3.22 – Scatter diagram de la puissance récupérée (W) (a) et du coefficient de récupération (b) avec un écrêtage à 500kW (Calculs effectués sur une année)

Compte tenu des probabilités d'occurence des houles, nous avons calculé l'énergie récupérée sur une année et nous comparons les résultats pour les deux modes de contrôle, à savoir amortissement optimal constant sans et avec écrêtage de la puissance (500kW).

Les résultats montrent que les énergies annuelles récupérées sont très proches alors que la puissance crête est nettement plus atténuée grâce à l'écrêtage de la puissance ce qui montre clairement l'efficacité de ce mode contrôle.

	Contrôle à β constant	Ecrêtage (500kW)
$< P >_{opt}$ (kW)	78.8	74.2
$\widehat{P}_{opt}$ (MW)	6.12	0.5

TAB. 3.3 – Tableau résumant les résultats les deux modes de contrôle présentés

3.2.3 Contrôle par latching

Le troisième mode de contrôle, dont nous avons étudié les conséquences sur la qualité de l'énergie, est dit contrôle par « latching » [Fal00]. Il a été largement étudié par l'équipe d'hydrodynamique de l'École Centrale de Nantes [Bab06b]. Il s'agit d'arrêter le système au moment où la vitesse du pendule s'annule et de le relâcher après un temps optimal. Le système est mis en mouvement à partir d'une position initiale jusqu'au prochain passage par une vitesse nulle où il sera de nouveau retenu pendant un certain temps puis relâché, et ainsi de suite. Ceci permet d'accorder le mouvement du pendule avec la houle. Le système rentre alors en résonance, les mouvements sont amplifiés et l'énergie récupérée est plus élevée.

L'action sur le système est donc binaire : soit le système est retenu ou bien il est en mouvement amorti (amortissement visqueux). L'équation 3.4 exprime cette commande du système.

$$W_e = \int \beta \dot{\theta}(t)^2 (1 - u(t)).dt \tag{3.4}$$

$$Avec\ u(t) = 1\ lorsqu'on\ stoppe\ le\ volant\ (\ \dot{\theta} = 0\ et\ pendant\ \delta t\ )$$
$$u(t) = 0\ lorsque\ le\ volant\ suit\ une\ loi\ en\ amortissement\ visqueux$$

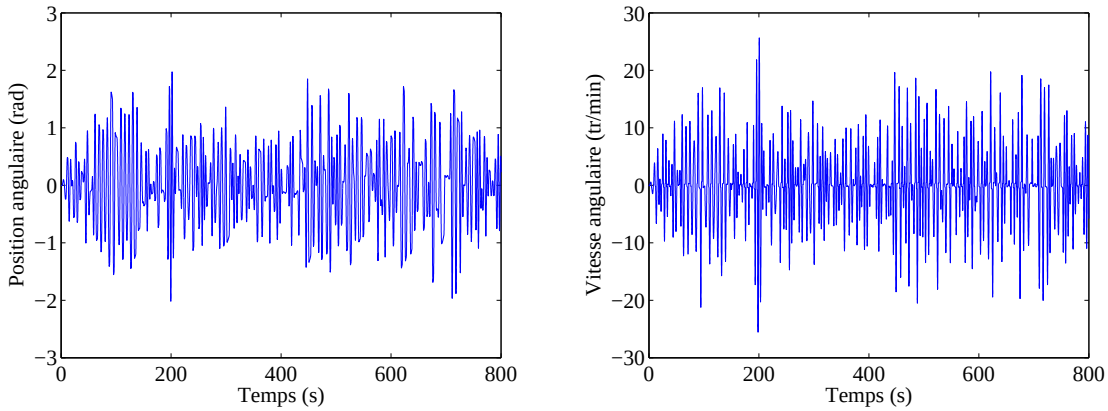
La réalisation pratique de ce mode de contrôle peut se faire soit par un système bloqueur (celui-ci ne dissipe que très peu d'énergie), soit par la commande du générateur même. Quoi qu'il en soit, nous négligeons l'énergie dissipée par ce système.

Nous présentons les résultats obtenus avec la houle de référence.

Afin de bien comprendre le contrôle par latching, un petit zoom de la vitesse est nécessaire (Fig. 3.25). Les temps d'arrête peuvent varier d'environ 0.04 s à 0.4 s.

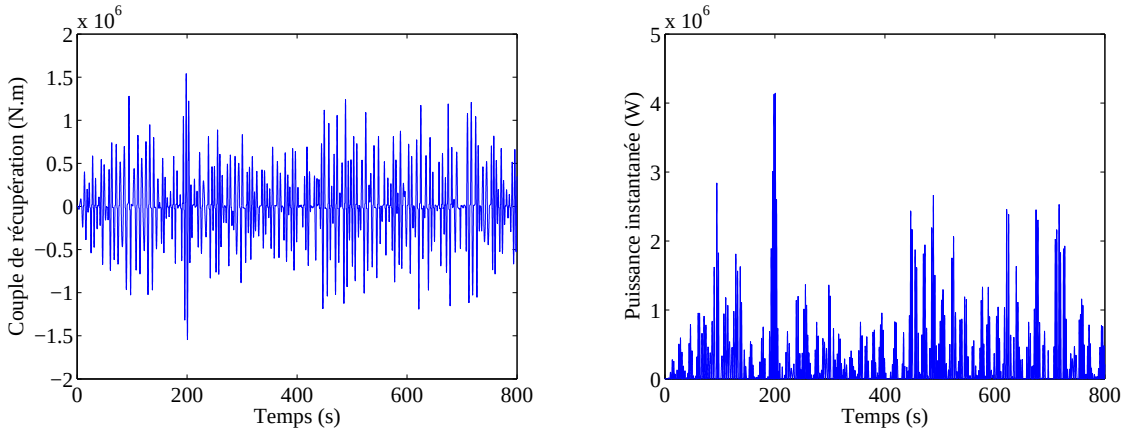
Ce mode de contrôle amplifie les mouvements et permet ainsi de récupérer plus d'énergie. En effet la vitesse maximale avec latching est d'environ 25 tr/min alors qu'elle est d'environ 7 tr/min avec un amortissement optimal et de 13 tr/min avec un écrêtage de la puissance. Cependant si la puissance moyenne sur un cycle est sensiblement augmentée, la puissance crête augmente également.

En effet on récupère une puissance moyenne d'environ 267 kW avec ce mode de contrôle alors que l'énergie récupérée était de 163 kW avec un contrôle à β optimal et de 158 kW avec un contrôle à β optimal avec écrêtage. La puissance crête est de 4.14 MW avec le contrôle par latching alors qu'elle était de 1.58 MW à β optimal et de 633kW avec écrêtage. On multiplie l'énergie récupérée par 1.7 lorsque l'on passe d'un contrôle avec



(a) (b)

FIG. 3.23 – Position (rad) (a) et vitesse (tr/min) (b) du pendule en mode latching

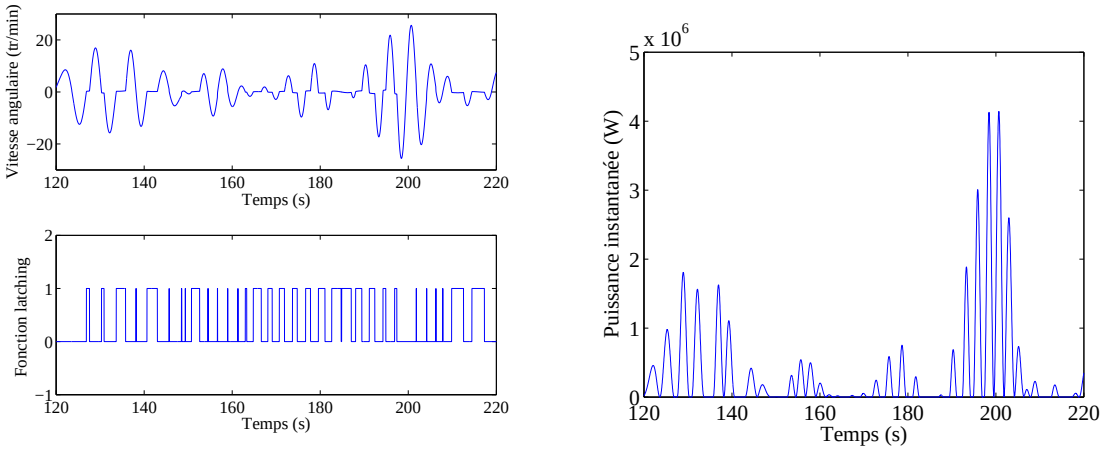


(a) (b)

FIG. 3.24 – Couple (N.m) (a) et puissance (W) (b) instantanés du pendule en mode latching

écrêtage (40%) à un contrôle par latching. Cependant la puissance crête est multipliée par 6.3 !

Le rapport de la puissance moyenne sur la puissance crête est de seulement 6% avec le contrôle par latching. Le convertisseur électronique de puissance sera donc surdimensionné et engendrera un surcoût non négligeable de la chaîne de conversion d'énergie, dont il faut vérifier si le gain de production offert par le latching permettra de l'amortir. Notons également que la mise en oeuvre pratique en temps réel de ce mode de contrôle pose encore des problèmes difficiles de robustesse.



(a) (b)

FIG. 3.25 – Vitesse (tr/min) (a) et puissance (W) instantanées du pendule en mode latching (b)

De même que pour les deux premiers modes de contrôle présentés, nous avons réalisé une optimisation multi-objectifs avec le mode de contrôle par latching. Le paramètre d'optimisation est le coefficient d'amortissement. Les deux objectifs d'optimisation sont de maximiser l'énergie récupérée et de minimiser la puissance crête. Nous avons optimisé sur 150 individus et 20 générations.

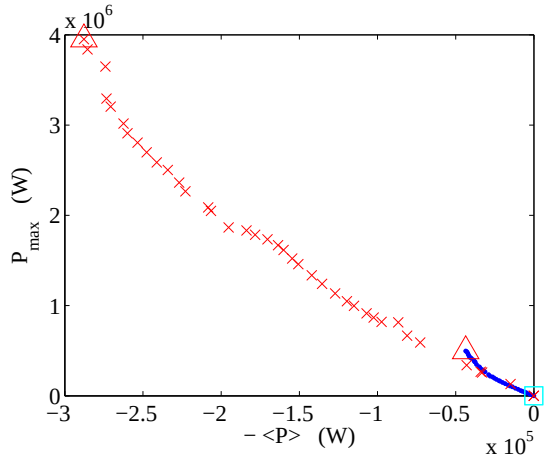


FIG. 3.26 – Front de Pareto de l'optimisation multiobjective avec un contrôle par latching pour deux types de houle : (x) : $T_p = 8$ s $H_s = 3$ m ; (.) : $T_p = 6$ s $H_s = 1$ m

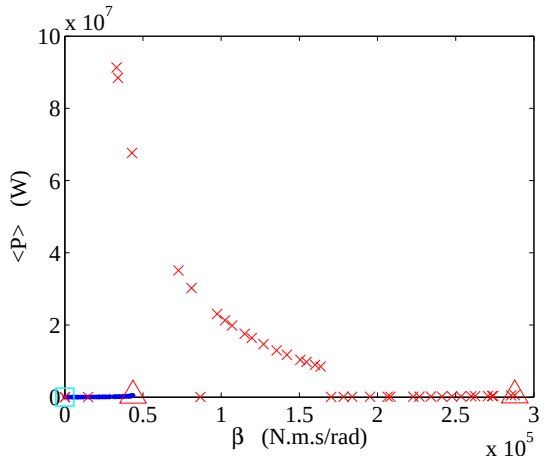
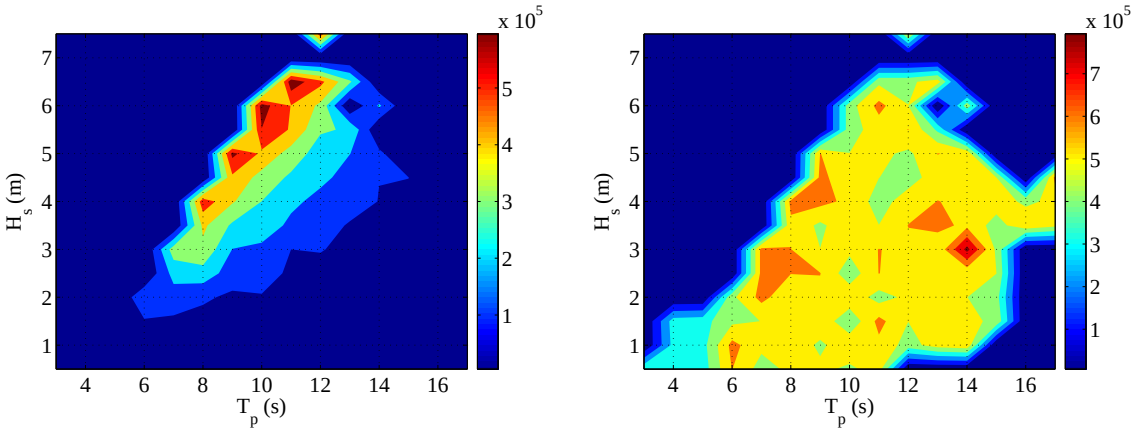


FIG. 3.27 – Nuages de points des valeurs du coefficient de récupération β (N.m.s/rad) pour deux types de houle : (x) : $T_p = 8$ s $H_s = 3$ m ; (.) : $T_p = 6$ s $H_s = 1$ m

		Δ	$\square$
$T_p = 6$ s $H_s = 1$ m	$- < P >_{opt} (W)$	-43624	-0,7
	$\widehat{P}_{opt}(W)$	496750	4,2
	β (N.m.s/rad)	492540	1,3
$T_p = 8$ s $H_s = 3$ m	$- < P >_{opt} (W)$	-287740	-4
	$\widehat{P}_{opt}(W)$	3950900	33,6
	β (N.m.s/rad)	534140	1,3

TAB. 3.4 – Valeurs des six points particuliers de l'optimisation

Nous avons réalisé un « scatter diagram » de l'énergie récupérée en mode latching sur le site de l'île d'Yeu. La puissance annuelle optimale récupérée est de 131 kW pour une puissance crête de 11 693 kW.



(a) (b)

FIG. 3.28 – Scatter diagram de la puissance optimale récupérée (a) et son coefficient de récupération correspondant (b)

3.2.4 Comparaison et bilan des modes de contrôle

Nous résumons tout d'abord les résultats obtenus sur le cycle de 800 s de caractéristiques $T_p = 9$s $H_s = 3$ m (houle de référence) dans le tableau 4.5.

	Contrôle à β constant	Ecrêtage (40%)	Latching
$<P>_{opt}$ (kW)	163.5	158	267
$\widehat{P}_{opt}$ (kW)	1 583	633	4141
$\frac{<P>_{opt}}{\widehat{P_{opt}}}$	0,1	0,25	0,06
position maximale (rad)	0,8	1,3	2
vitesse maximale (tr/min)	7,1	13	25,6
Couple maximum (kN.m)	2 136	1 351	1 544
Couple efficace (kN.m)	687	640	392

TAB. 3.5 – Tableau résumant les résultats des trois modes de contrôle (obtenus sur la houle de référence

La puissance moyenne récupérée, c'est à dire l'énergie récupérée sur un cycle, est plus importante avec un contrôle par latching qu'avec les deux autres modes de contrôle. On a une « perte » de 36 % sur la puissance moyenne avec un écrêtage à 40 % et également une perte de 36 % avec la première stratégie de contrôle en prenant comme référence l'énergie récupérée avec un contrôle par latching.

Cependant la mise en oeuvre du latching pose des difficultés. En effet cette technique nécessite à la fois d'arrêter le système de plusieurs tonnes de façon instantanée et de connaître la houle quelques secondes avant de le stopper.

De plus la puissance crête est nettement plus importante avec un mode de contrôle par latching. En effet si l'on compare l'écrêtage avec le latching, on a une diminution de 78 % de la puissance crête en passant d'un contrôle par latching à un contrôle avec

écrêtage.

L'objectif d'un contrôle avec écrêtage de la puissance est double. Il permet d'améliorer la qualité et de mieux dimensionner le convertisseur électronique de puissance. En revanche comme nous le verrons dans le chapitre suivant, la génératrice électrique aura des dimensions relativement semblables avec les trois modes de contrôles.

La solution optimale serait donc une solution incluant le latching et l'écrêtage. Le LMF a commencé à étudier cette solution ; cependant sa programmation pose des problèmes mathématiques qui n'ont pas encore été résolus.

3.3 Etude de sensibilité des « outils »

Afin de modéliser le système hydro-mécanique-électrique ainsi que la houle, un certain nombre d'hypothèses ont été admises. Afin d'évaluer la fiabilité et les limites des différents modèles, nous avons réalisé des études de sensibilité relatives aux outils de modélisation développées. Des aspects tels que les temps de simulation, la prise en compte des efforts de radiation ou l'enchaînement des houles ont été étudiés.

3.3.1 Sensibilité au temps de simulation

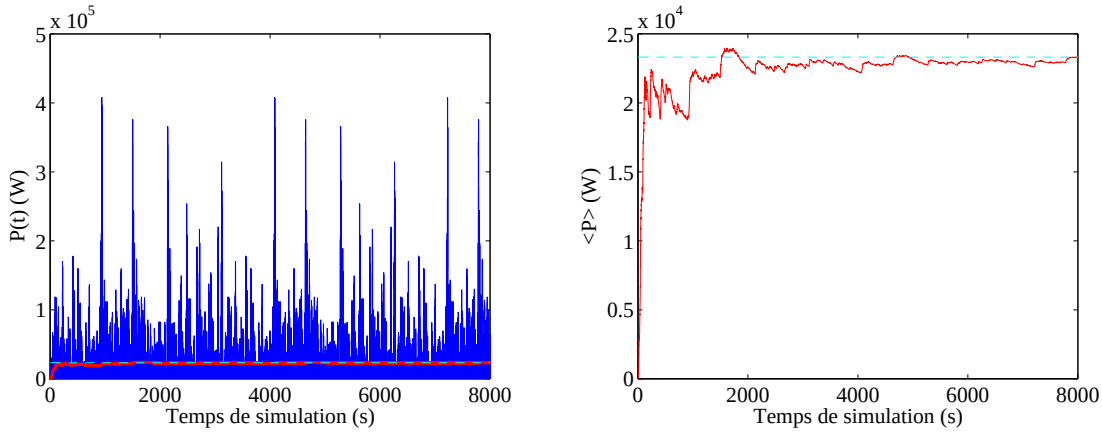
Les premiers calculs étaient effectués sur des cycles de 400s. Les périodes caractéristiques de la houle étant de l'ordre de 3 à 15 s, le temps de simulation est alors nettement supérieur à la période de la houle. Cependant la houle est caractérisée par des bouffées de puissance et ne peut jamais vraiment atteindre un régime permanent. Afin de déterminer le temps de simulation permettant à la fois de nous assurer une valeur stable de la puissance moyenne et un temps de simulation minimal, nous avons calculé la puissance moyenne en fonction du temps de simulation, pour différents états de mer avec le système SEAREV DES328 (cf. chapitre 2). En effet la géométrie du flotteur ainsi que du pendule conditionnent les réactions du système. Si nous modifions les masses et inertie du système, le temps de simulation nécessaire sera donc probablement différent. Pour le SEAREV DES328, les résultats montrent qu'il faut une durée de simulation d'environ 1000s sur un état de mer fortement énergétique avant d'obtenir une valeur relativement stable de la puissance moyenne récupérée sur un cycle et qu'il est plus long lorsque l'on a un fort état de mer.

La figure 3.29(a) montre la puissance instantanée optimale pour un état de mer de hauteur sigificative 1 m et de période pic 6 s. Nous avons calculé pour cette simulation la puissance moyenne en fonction du temps de simulation (Fig. 3.29(b)).

Lorsque nous appliquons le latching, la sensibilité au temps de calcul est proche de celle avec un contrôle à amortissement constant comme l'illustre la figure 3.30.

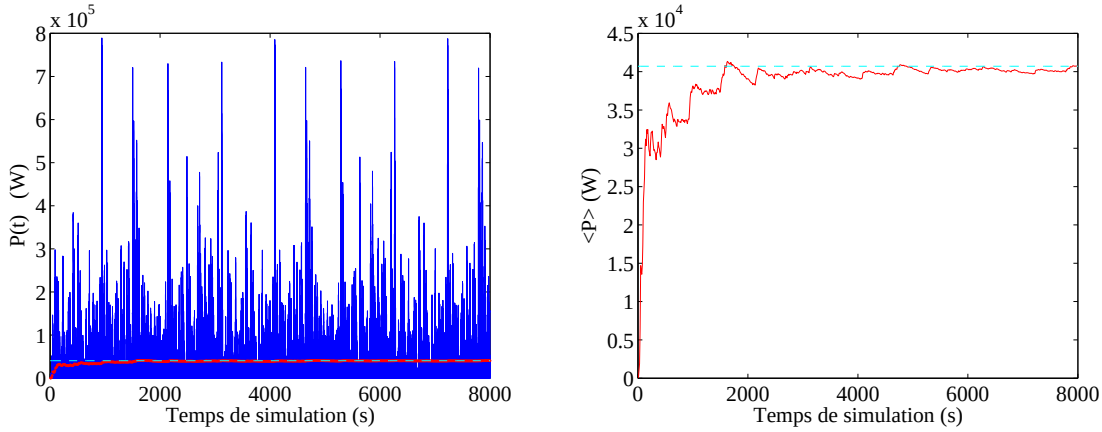
Puis nous comparons les courbes de puissances moyennes récupérées en fonction du temps de simulation pour différentes houles. Nous avons choisi de présenter les résultats avec quatre états de mer dont les caractéristiques sont : ($T_p = 6$ s $H_s = 1$ m ; $T_p = 6$ s $H_s = 2$ m ; $T_p = 8$ s $H_s = 3$ m ; $T_p = 4$ s $H_s = 3$ m)

On remarque que le temps de simulation nécessaire pour avoir une bonne estimation de l'énergie récupérée est fonction de la houle simulée : plus la houle est énergétique et



(a) (b)

FIG. 3.29 – Puissance instantanée optimale (a) et puissance moyenne en fonction du temps de simulation (b) pour un état de mer $H_s = 1$ m et $T_p = 6$ s avec un contrôle à amortissement optimal constant sur le cycle

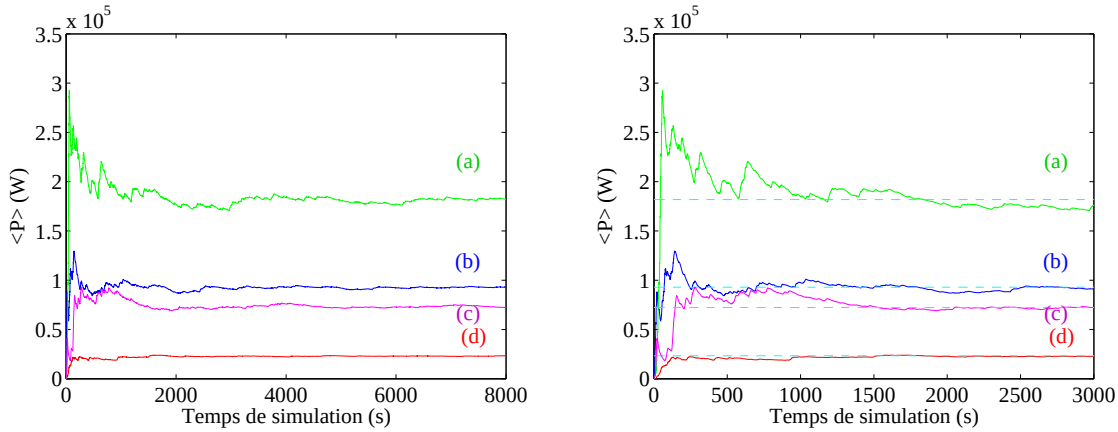


(a) (b)

FIG. 3.30 – Puissance instantanée optimale (a) et puissance moyenne en fonction du temps de simulation (b) pour un état de mer $H_s = 1$m et $T_p = 6$s avec un contrôle par latching

plus le temps de simulation doit être long. Les bouffées de puissance sont plus importantes avec une houle fortement énergétique. Par exemple le temps nécessaire de simulation est plus important pour un état de mer de hauteur significative 3 m et de période pic 8 s que pour une mer de hauteur significative 3 m et de période pic 4 s.

Notons que le temps de calcul est de 56 minutes (PC pentium, 1.00 Go de RAM sous Windows XP) pour un cycle de simulation de 8000 s, et d'environ 5 minutes pour un cycle de 800 s. Il ne serait pas envisageable de réaliser toutes nos simulations sur des cycles de 8000 s.



(a) (b)

FIG. 3.31 – Puissance moyenne en fonction du temps de simulation pour différentes houles avec un contrôle à amortissement optimal constant ($T_p = 8$ s - $H_s = 3$ m) : (a) ; ($T_p = 6$ s - $H_s = 2$ m) : (b) ; ($T_p = 4$ s $H_s = 3$ m) : (c) ; ($T_p = 6$ s - $H_s = 1$ m) : (d) et zoom de la figure de gauche (b)

3.3.2 Sensibilité du coefficient d'amortissement optimal au temps de simulation

Nous nous sommes également intéressés à la sensibilité du coefficient de récupération optimal au temps de simulation avec une loi de commande à amortissement optimal β constant ainsi qu'avec une commande dite en latching. Les résultats sont présentés sur les figures 3.32, 3.33 et 3.34.

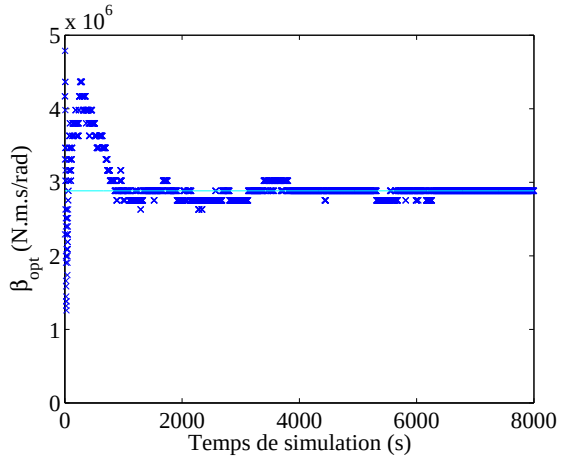


FIG. 3.32 – Coefficient d'amortissement optimal en fonction du temps de simulation (N.m.s/rad) pour un état de mer ($H_s = 1$ m - $T_p = 6$ s) avec un amortissement optimal

De même que pour la puissance moyenne moyenne, la valeur optimale du coefficient d'amortissement est atteinte après environ 1000 s de simulation.

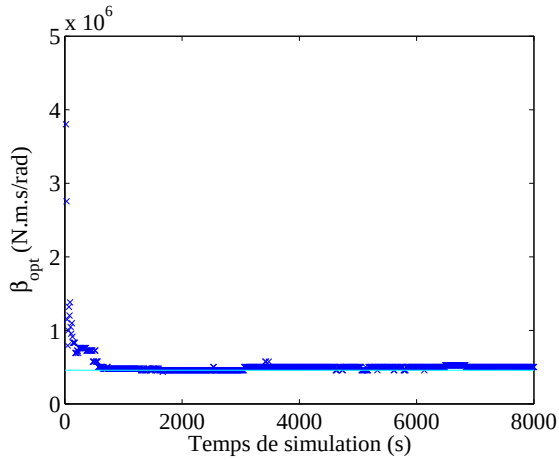


FIG. 3.33 – Coefficient d'amortissement optimal en fonction du temps de simulation (N.m.s/rad) pour un état de mer (H_s = 1 m - T_p = 6 s) avec un contrôle par latching

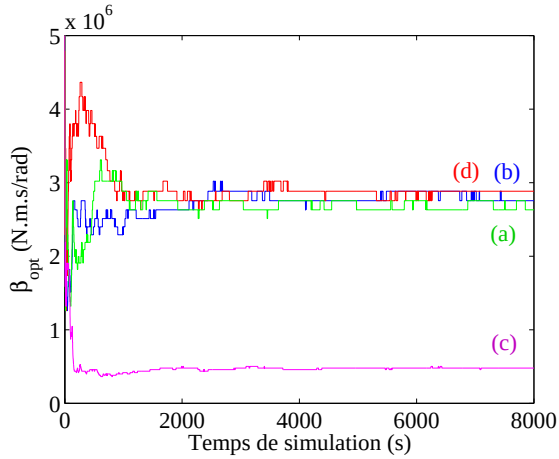


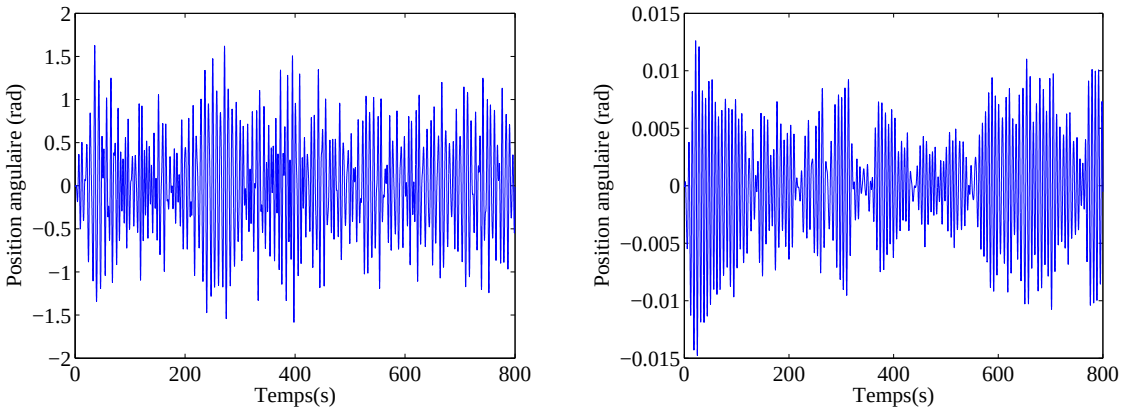
FIG. 3.34 – β_{opt} (N.m.s/rad) en fonction du temps de simulation pour différentes houles avec un contrôle à amortissement optimal constant (T_p = 6 s - H_s = 2 m) : (b) - (T_p = 6 s - H_s = 1 m) : (d) ; (T_p = 8 s - H_s = 3 m) : (a) ; (T_p = 4 s H_s = 3 m) : (c))

3.3.3 Sensibilité au couplage

Comme nous l'avons souligné à plusieurs reprises, le système présente un fort couplage multi-physique. Grâce à quelques remarques et calculs relativement simples, nous allons mettre ce phénomène en avant.

Tout d'abord examinons le couplage mécanique-électrique. Avec un mode de contrôle à amortissement β optimal et constant, lorsque la valeur du coefficient d'amortissement est très importante, les mouvements du pendule sont de très faible amplitude ; le pendule peut même être arrêté. En revanche, lorsque β est très faible, les mouvements seront d'amplitude plus élevée. Cependant la puissance récupérée restera faible dans les deux cas. Nous présentons les mouvements du pendule sur la figure 3.35 pour deux valeurs de β : 1000 N.m.s/rad et 316.10^6 N.m.s/rad pour un état de mer dont les caractéristiques sont une hauteur significative de 3 m et une période pic de 9 s. Les puissances récupérées

correspondantes sont 350 W et 6000 W, ce qui est très faible.



(a) (b)

FIG. 3.35 – Position angulaire du pendule lorsque β est égal à 100 kN.m.s/rad 3.35(a) et lorsqu'il est égal à 6300 kN.m.s/rad 3.35(b)

Ensuite nous nous sommes intéressés au couplage mécanique-hydrodynamique. Le système capte de l'énergie des vagues mais il renvoie également une partie de cette énergie, modifiant les mouvements de la houle : c'est la force dite de radiation. Nous pouvons faire l'observation suivante : si le système n'est pas fortement couplé (efforts de radiation négligeables), la puissance récupérée ne sera pas ou quasiment pas modifiée si nous supprimons ces efforts. Pour montrer que ce n'est pas le cas, nous avons réalisé des simulations sans tenir compte de ces efforts.

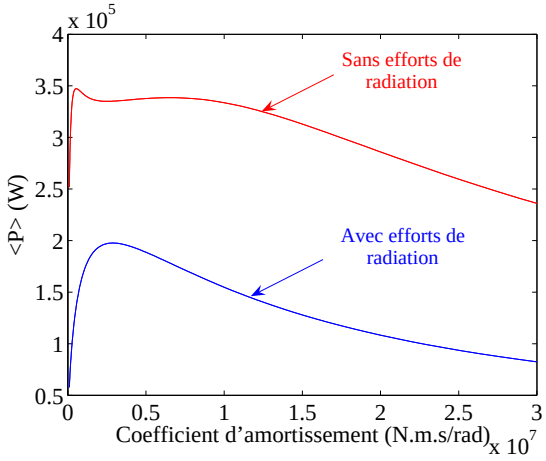
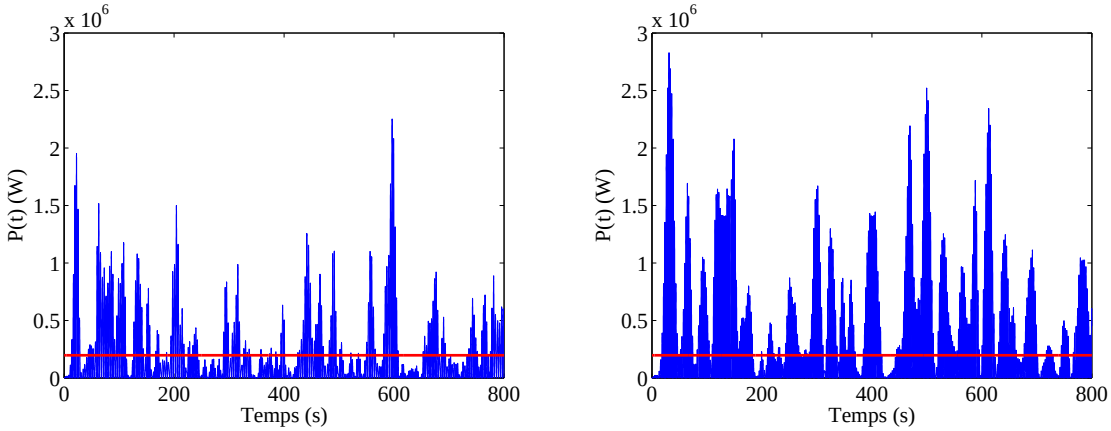


FIG. 3.36 – Puissance moyenne en fonction du coefficient d'amortissement avec et sans efforts de radiation (W)

La puissance moyenne optimale récupérée en tenant compte des efforts de radiation est de 200 kW et 350 kW lorsqu'on ne tient pas compte de ces efforts (Fig. 3.36). La puissance maximum atteinte est de 2200 kW avec et 2800 kW sans les efforts de radiation. Nous

présentons sur la figure 3.37 les relevés des puissances instantanées lorsque la récupération est optimale.



(a) (b)

FIG. 3.37 – Puissance instantanée optimale (W) avec efforts de radiation (a) et sans efforts de radiation (b)

3.3.4 Sensibilité du coefficient d'amortissement

Nous savons qu'il existe une valeur optimale de β quelque soit le mode de contrôle utilisé. La valeur optimale β_{opt} varie suivant l'état de mer et suivant le mode de contrôle. A chaque état de mer, nous pouvons adapter cette valeur afin de récupérer au mieux. Cependant nous n'avons pas évalué jusqu'à maintenant la sensibilité du coefficient d'amortissement. Pour cela nous allons d'une part analyser les puissances récupérées lorsque l'on s'éloigne de l'optimum, d'autre part comparer les pertes en terme de puissance récupérée lorsqu'on travaille à β constant ceci pour différents états de mer.

Nous avons calculé la puissance annuelle récupérée lorsque l'on laisse β constant sur une année. La figure 3.38 présente la puissance annuelle récupérée en fonction de β.

La puissance maximale récupérée est obtenu pour $\beta = 2\ 512$ kN.m.s/rad et est égale à 76.9 kW lorsqu'on applique un contrôle à amortissement optimal constant. En mode latching la puissance maximale récupérée est obtenu pour $\beta = 525$ kN.m.s/rad et est égale à 129.1 kW. Nous avons signalé par le signe « o » ces deux points sur la figure 3.38.

Nous avons également calculé la puissance annuelle récupérée lorsque β est optimisé pour chaque état de mer. La puissance annuelle récupérée est alors de 77.4 kW soit un gain d'environ 0.6 % lorsqu'on applique un contrôle à amortissement optimal pour chaque état de mer. En mode latching, la puissance annuelle récupérée est alors de 129.8 kW, lorsque β est optimisé pour chaque état de mer, soit un gain d'environ 0.5 %.

Optimiser la valeur de β pour chaque état de mer n'augmente que très peu la puissance récupérée. Il semble en revanche important de déterminer la juste valeur de β, les puissances récupérées étant relativement sensibles, plus particulièrement lorsque l'on est en contrôle par latching. En effet la courbe présentant la puissance moyenne en fonction du coefficient d'amortissement est relativement pointue en mode latching. Par exemple, si on prend comme valeur pour β 955 kN.m.s/rad et qu'on le laisse constant sur toute

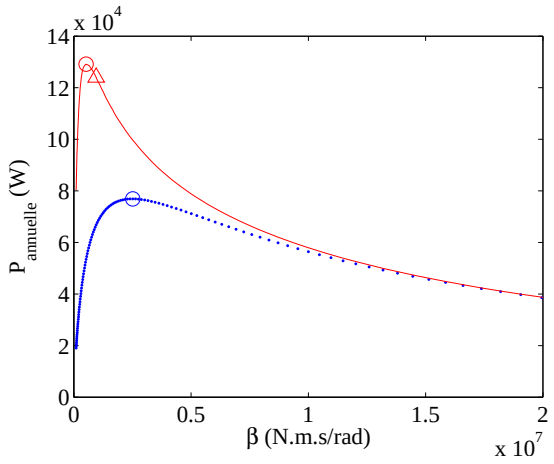


FIG. 3.38 – Puissance moyenne annuelle récupérée en fonction du coefficient d'amortissement β pour deux types de contrôle : (.) : amortissement optimal constant ; (-) : latching

l'année, la puissance moyenne récupérée est alors de 124 kW (en mode latching), soit une perte d'environ 4%. Ce point est signalé par le signe « Δ » sur la figure 3.38.

3.3.5 Influence de l'enchaînement des houles

Dans les simulations présentées précédemment, nous simulons chaque état de mer indépendamment les uns des autres. Les conditions initiales étaient nulles et ne tenaient donc pas compte du passé et de l'influence de l'enchaînement des états de mer de caractéristiques différentes au cours du temps.

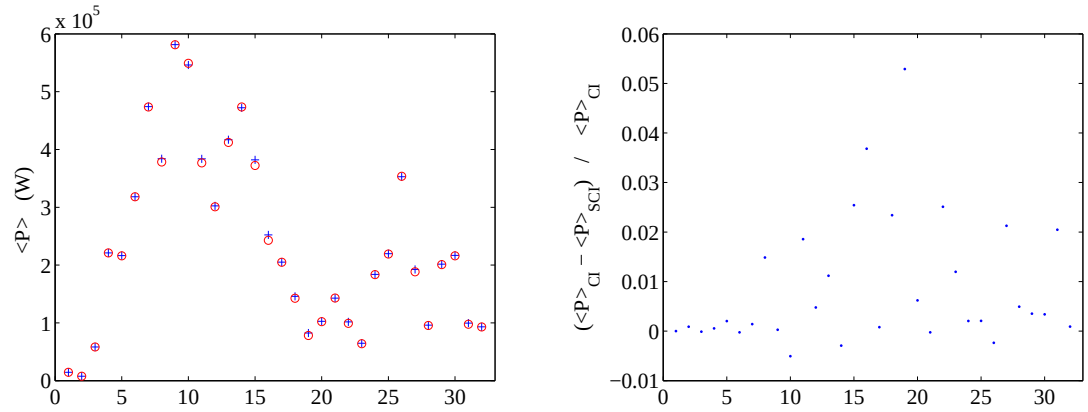
Si nous voulons par la suite étudier une solution avec stockage, il est nécessaire de réaliser des simulations enchaînant différentes houles où les conditions initiales de la simulation *i+1* sont les conditions finales de la simulation *i*. Nous avons alors analysé l'influence de l'enchaînement sur l'énergie récupérée. Nous avons également analysé l'influence sur la valeur de l'optimum du coefficient de récupération (optimisé pour chaque état de mer).

Il est important de préciser que nous enchaînons des houles très peu énergétiques avec des houles fortement énergétiques, l'état de mer peut donc fortement varier d'un état de mer à un autre. Nous précisons l'enchaînement des houles en Annexe B ; ces enchaînements sont issus de relevés Météo France sur le site de l'île d'Yeu en 1999.

Nous avons enchaîné 32 cycles de houles de 800 s de caractéristiques différentes. Pour ces mêmes cycles de houle (mêmes phases initiales), nous avons réalisé des simulations où les conditions initiales sont nulles avec un contrôle à coefficient de récupération constant et optimal (Fig. 3.39). Les résultats obtenus avec un contrôle par latching sont présentés en Annexe B. Nous pouvons alors comparer la puissance moyenne récupérée avec (CI : avec conditions initiales) et sans enchaînement (SCI : conditions initiales nulles) des houles.

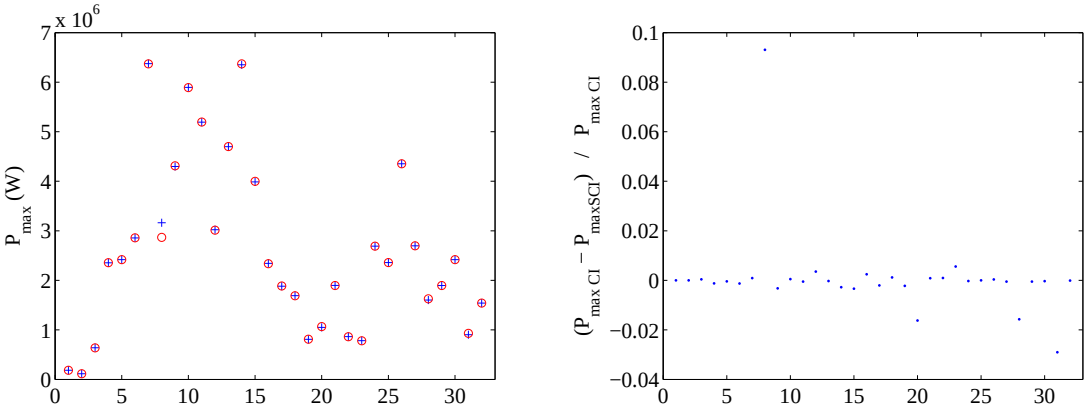
Sur la figure 3.40 nous comparons les puissances maximales obtenues.

Sans considération de stockage, il apparaît clairement que l'enchaînement des houles



(a) (b)

FIG. 3.39 – Comparaison de la puissance moyenne récupérée (contrôle à β constant) sur 32 cycles de houles avec et sans enchaînement des houles (+ : CI - o : SCI) (a) et différence entre les puissances moyennes récupérées relatives avec et sans enchaînements des houles (b)



(a) (b)

FIG. 3.40 – Comparaison de la puissance crête (contrôle à β constant) sur 32 cycles de houles avec et sans enchaînement des houles (+ : CI - o : SCI)

a peu d'incidence sur le calcul de <P> et de $\widehat{P}$. En conséquence l'hypothèse consistant à négliger des conditions initiales et ne tenant pas compte de l'enchaînement des différentes houles est acceptable.

Nous présentons l'allure de la puissance récupérée avec et sans enchaînement des houles (Fig. B.4), ceci pour trois enchaînements de houles. Nous avons tout d'abord simulé une houle de caractéristiques (T_p = 8 s - H_s = 5 m) puis (T_p = 9 s - H_s = 5 m) et enfin (T_p = 9 s - H_s = 4 m), chaque houle étant simulée sur un cycle de 800 s. Nous avons indiqué le moment où l'on change d'état de mer.

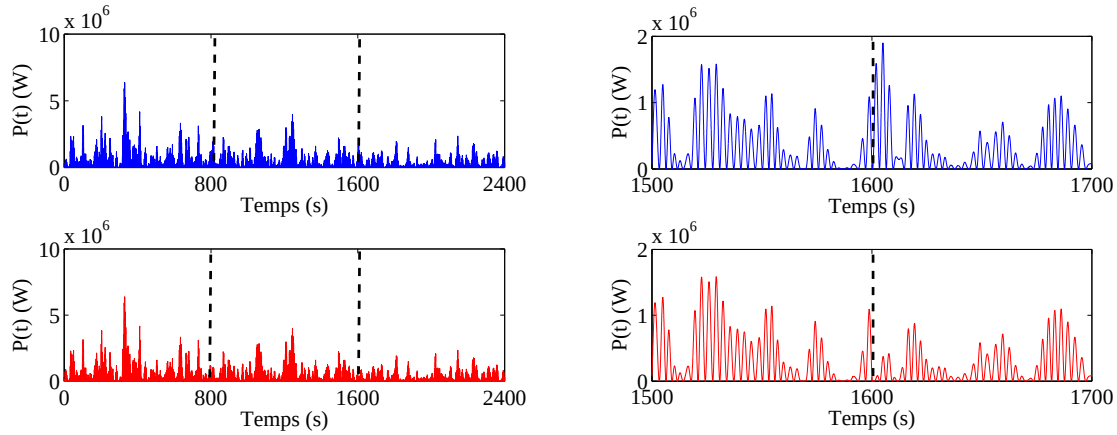


FIG. 3.41 – Puissance instantanée (W) avec (bleu) et sans (rouge) enchaînement des houles (a) et zoom (b)

3.3.6 Sensibilité à l'aspect aléatoire de la modélisation de la houle

La deuxième étude de sensibilité vis à vis de la houle est relative à sa modélisation. Un état de mer est défini par la variation instantanée de la surface libre en un point donné. A partir de son relevé, nous effectuons sa décomposition en série de Fourier. On détermine ainsi le spectre de l'amplitude de la surface libre en fonction de la fréquence et celui de la phase. Rappelons que T_p et H_s sont respectivement la période de la raie possédant le plus d'énergie dans le spectre et la hauteur significative qui correspond à la hauteur de la moyenne du tiers supérieur des amplitudes observées. La hauteur et la période font partie des données relevées en mer, ce qui n'est pas le cas des phases.

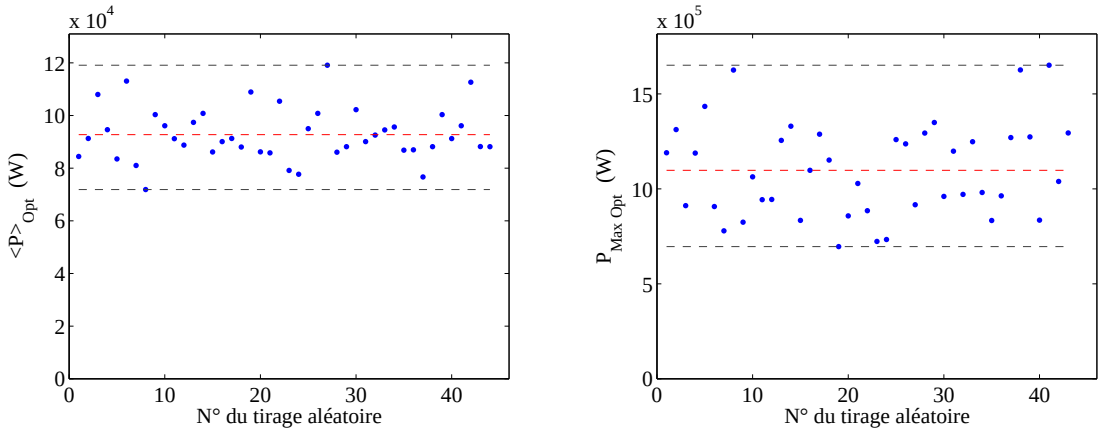
C'est pourquoi aujourd'hui, dans les modélisations hydrodynamiques de la houle, le choix de la phase initiale d'une houle est fait aléatoirement. Cependant si nous simulons une houle dont les caractéristiques sont une hauteur significative H_s et une période pic T_p mais en modifiant les phases initiales, l'excitation sera modifiée.

$$F_{ex}(t) = \sum_{i=1}^{N=300} a_i(F_{I+D}(\omega_i)e^{i(\omega_i t+\varphi_i)}) \tag{3.5}$$

Le comportement du système sera donc différent. C'est pour cette raison que nous avons présenté les résultats concernant les trois modes de contrôle avec une seule houle dite houle de référence afin de bien expliquer la méthodologie.

Il est admis en hydrodynamique que, si l'on souhaite avoir une estimation de l'énergie récupérable par le système pour un état de mer donnée ou sur une année, il est nécessaire de renouveler les calculs afin d'avoir un échantillon assez important de simulations et de faire une moyenne des résultats. Le LMF estime que quatre simulations suffisent pour obtenir ce résultat [Bab05].

La figure 3.42 présente la puissance moyenne récupérée (a) et la puissance crête (b)



(a) (b)

FIG. 3.42 – Valeurs de la puissance moyenne récupérée (a) et de la puissance crête (b) avec un contrôle à amortissement optimal (T_p = 8 s, H_s = 3 m - 46 simulations)

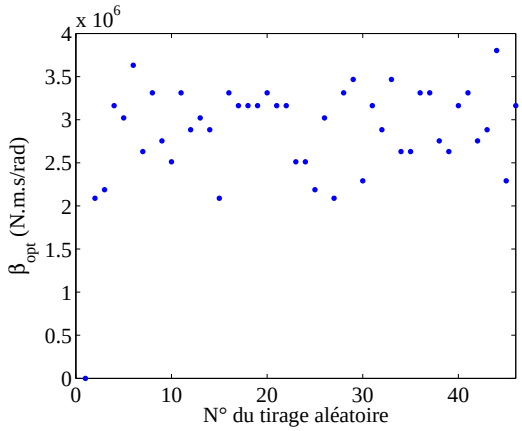


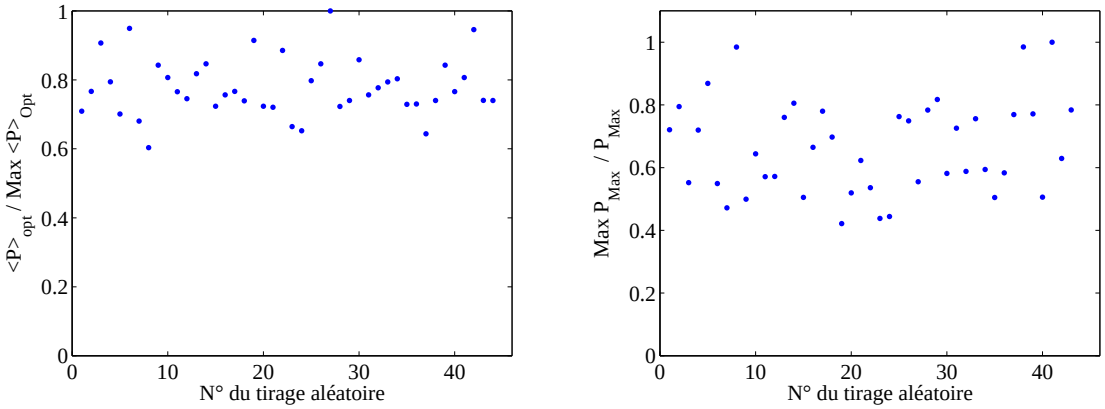
FIG. 3.43 – Valeurs du coefficient d'amortissement optimal (T_p = 8 s, H_s = 3 m - 46 simulations)

pour 46 états de mer énergétiquement équivalents de caractéristiques T_p=8 s et H_s=3 m, avec 46 phases φ_i tirées aléatoirement. Ces calculs ont été réalisés avec un contrôle à amortissement optimal constant et en mode latching sur des cycles de 800 s (Annexe C).

La figure 3.43 présente les valeurs du coefficient d'amortissement optimal pour les 46 houles simulées.

Pour des houles de caractéristiques T_p = 8 s et H_s = 3 m, les puissances récupérées et les puissances crêtes sont très différentes. En effet la moyenne des énergies récupérées est de 93 kW ; la valeur maximum obtenue est de 120 kW pour une valeur minimale de 70 kW soit un écart de 47 kW. De même, pour la puissance crête les écarts sont très importants : on obtient une moyenne des puissances crêtes d'environ 1 MW pour un maximum de la puissance crête égal à 1.6 MW et une valeur minimale de 0.69 MW.

La figure 3.44 présente le rapport de la puissance moyenne récupérée optimale de chaque simulation sur la puissance moyenne récupérée maximale (sur les 46 simulations). Nous observons qu'il y a des différences de l'ordre de 40%.



(a) (b)

FIG. 3.44 – Rapport de la puissance moyenne récupérée optimale pour chaque simlation sur la puissance moyenne récupérée maximale (a) et rapport de la puissance maximale pour chaque simulation sur la puissance maximale (sur les 46 simulations) (b) avec un contrôle à amortissement optimal

Il semble donc difficile de conclure sur l'énergie récupérée pour un état de mer donné. Le modèle de la houle doit sans doute être amélioré et les phases initiales doivent être mieux prises en compte. Cependant toute la méthodologie d'optimisation et de dimensionnement reste valable.

3.4 Conclusion

Notre objectif est de dimensionner au mieux la chaîne de conversion électrique. Le système étant relativement complexe, nous avons cherché à simplifier l'approche en traitant séparément l'optimisation du couple de récupération $C_R(t)$, du dimensionnement de la génératrice électromagnétique.

Ainsi afin de dimensionner au mieux, non seulement la génératrice électrique mais également son convertisseur électronique de puissance, trois modes de contrôle ont été évalués : le contrôle à amortissement optimal constant sur un état de mer donné, le contrôle à amortissement optimal avec écrêtage et enfin le contrôle par latching. Ce dernier mode récupère une puissance moyenne plus importante qu'avec les deux autres modes de contrôle (augmentation de 63 % de la puissance moyenne par rapport à un contrôle optimal constant). Cependant la puissance crête, dimensionnante pour le convertisseur électronique de puissance, est très élevée relativement à la puissance moyenne (rapport de la puissance moyenne sur la puissance crête de 60 %).

Un contrôle avec écrêtage de la puissance permet d'améliorer le rapport puissance moyenne sur puissance crête (25 %) au détriment d'une légère dégradation de la puissance moyenne récupérée (pertes de 4 % par rapport à la puissance moyenne récupérée avec un amortissement constant). Cependant l'ensemble de la chaîne de conversion est mieux dimensionné avec ce dernier mode de contrôle car il est assez aisé de trouver un bon compromis. Un contrôle incluant à la fois le latching et l'écrêtage offrirait certaine-

ment des possibilités très intéressantes en terme de puissance moyenne récupérée tout en dimensionnant au mieux la chaîne de conversion électrique. Ce travail assez lourd reste à faire. Notons également que la mise en oeuvre des ces modes de contrôle en temps réel n'a pas été étudiée, elle fait l'objet de travaux (en cours) à l'École Centrale de Nantes. Le contrôle à amortissement optimal constant sur cycle semble très robuste, y compris avec écrêtage.

Enfin plusieurs études de sensibilité relatives aux outils utilisés ont été présentées. Elles nous ont permis notamment de déterminer le temps de simulation nécessaire et la sensibilité au coefficient d'amortissement, environ 1000 s soit plus de 10 fois la période pic de la houle.

Nous avons également pu montrer, dans ce chapitre, le fort couplage hydro-méca-électrique et la nécessité de sa prise en compte. Une des conséquences est l'influence majeure du mode de contrôle sur le comportement du système et donc sur le dimensionnement de la chaîne de conversion électrique, dont les résultats seront présentés dans le chapitre suivant. Notre approche est de ce point de vue originale puisque, à notre connaissance les autres travaux de dimensionnement de générateurs électromagnétiques pour la récupération de l'énergie des vagues sont habituellement effectués en considérant des mouvements forcés.

Chapitre 4

Dimensionnement de la machine électromagnétique

Nous avons décrit, dans les chapitres précédents, le principe de fonctionnement du système SEAREV ainsi que sa modélisation. Nous avons étudié plusieurs modes de contrôle en vue de maximiser l'énergie récupérée mais également de minimiser les fluctuations de la puissance instantanée, ceci afin de pouvoir minimiser le coût du générateur électromagnétique et de son convertisseur électronique de puissance. Il existe une interaction forte entre le mode de contrôle du système, les profils de couple et vitesse, et donc le dimensionnement du générateur et du convertisseur. Tout ceci, rappelons-le, dans un contexte de sollicitations complexes. Cette étude est donc délicate et nécessite des simplifications et des études de sensibilité.

Dans ce chapitre, nous présentons notre méthodologie de dimensionnement de la génératrice électromagnétique en entraînement direct ainsi que de son convertisseur électronique de puissance (uniquement à travers la puissance maximale qu'il doit convertir). Nous rappelons que nous travaillons à masse et inertie totales constantes, ce qui nous a permis de découpler les études de contrôle et de dimensionnement du générateur.

Sur un cycle de houle donné (le cycle de référence utilisé dans le chapitre précédent), nous présentons les dimensionnements obtenus principalement sous forme de fronts de Pareto. Des études de sensibilité sont menées, permettant d'analyser l'influence de certains paramètres tels que certaines propriétés physiques des matériaux, le coût spécifique des matières actives et la sensibilité du dimensionnement de la génératrice à l'état de mer.

Suite aux résultats obtenus avec un contrôle à amortissement optimal avec écrêtage de la puissance, nous mettons en évidence la nécessité d'un fonctionnement en régime de défluxage de la machine.

Puis nous présentons une autre architecture hydrodynamique du SEAREV et comparons les dimensionnements pour deux formes du flotteur.

4.1 Présentation de la méthodologie

Les facteurs dimensionnant la génératrice électromagnétique sont essentiellement les profils temporels de couple et de vitesse. Nous avons retenu arbitrairement une architecture de machine synchrone à aimants en surface. D'autres topologies sont bien sûr envisageables [Cav04] [**?**]. Le convertisseur électronique de puissance est essentiellement dimensionné suivant la puissance crête à convertir. Nous réalisons ces deux dimensionnements de façon découplée.

La houle représente des sollicitations mécaniques complexes. Nous ne pouvons réaliser un dimensionnement classique sur un seul point de fonctionnement. De même que dans l'étude d'optimisation présentée dans le chapitre précédent, les cycles sur lesquels nous devons réaliser les dimensionnements de la génératrice sont des relevés temporels sur plusieurs années. Cependant il n'est pas envisageable de réaliser des calculs d'optimisation sur de telles durées. Ainsi les profils de couple et de vitesse considérées sont les profils obtenus dans les optimisations précédentes (Chapitre 3).

Nous utilisons l'algorithme génétique NSGA-II [Deb95] [Deb00] pour déterminer la géométrie optimale de la génératrice électromagnétique. La figure 4.1 présente la méthodologie générale développée. Nous calculons les pertes sur cycle et vérifions que les contraintes sont respectées à chaque instant du cycle. Les notations utilisées sur la figure 4.1 seront expliquées dans la suite du chapitre.

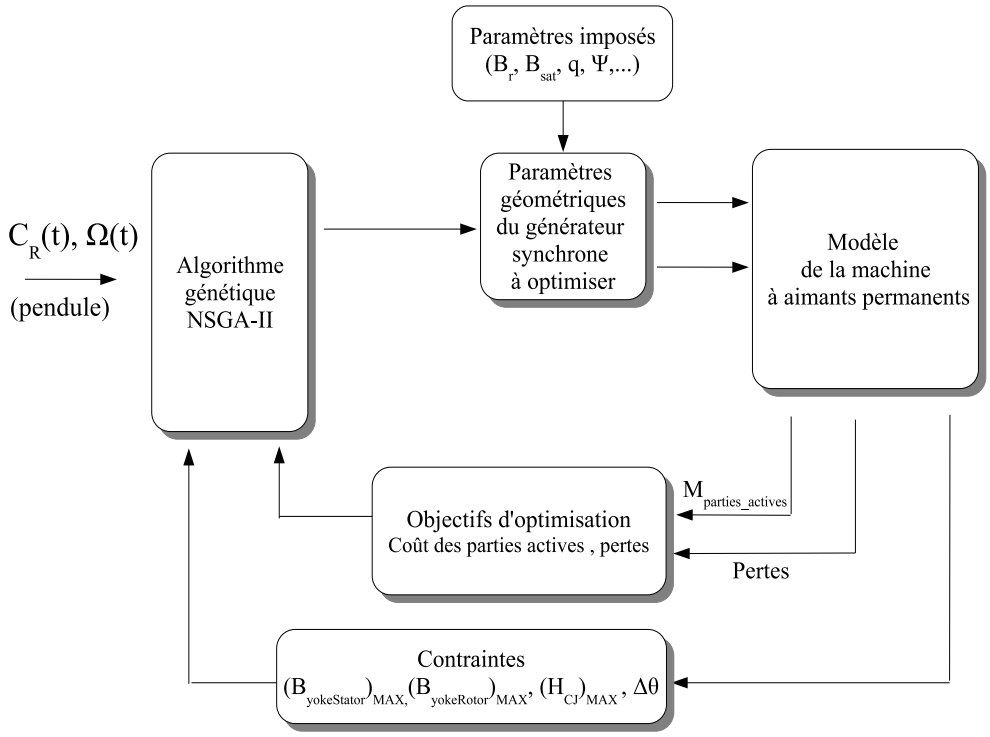


FIG. 4.1 – Synoptique de dimensionnement de la machine électrique

Les données du problème sont les profils de couple et vitesse ainsi que les caracté-

ristiques physiques des matériaux utilisés (aimants, matériaux ferromagnétiques). Les variables d'optimisation sont les variables géométriques de la machine telles que la hauteur des aimants l_a, la longueur active de la machine L_s, le nombre de paires de pôles p, la hauteur des encoches h_{enc}, le rayon d'alésage R_s, les hauteurs de culasse rotorique $h_{yokeRotor}$ et statorique $h_{yokeStator}$. L'entrefer est calculé en fonction des dimensions de la machine et est égal à D/1000, D étant le diamètre extérieur.

Dans notre étude les objectifs à minimiser sont au nombre de deux. Nous avons choisi de minimiser les **pertes totales** ainsi que le **coût des parties actives**. En effet la masse et le volume ne sont pas des critères pertinents dans le système SEAREV. Les masses du flotteur et du pendule sont bien supérieures à celle de la machine électrique. Les parties actives sont constituées des culasses rotoriques et statoriques, des dentures, des aimants et du cuivre. Nous considérons les pertes Joule et les pertes fer. Compte tenu des faibles vitesses de rotation, les pertes mécaniques sont négligées.

Nous présentons, dans le tableau 4.1, les bornes d'optimisation pour toutes les variables. Nous avons choisi des bornes permettant à l'algorithme d'explorer le maximum de solutions. Cependant nous avons dû fixer la limite supérieure du rayon d'alésage ainsi que celle de la longueur active à 5 m car les dimensions du flotteur et du volant de l'architecture présentée dans le chapitre 2 (Tab. 2.1) ne nous permettent pas d'imposer des bornes plus élevées.

Définition	Désignation	Valeur minimum	Valeur maximum
hauteur des aimants (m)	l_a	0,001	0,5
longueur active (m)	L_s	0.1	5
nombre de paires de pôles	p	1	500
hauteur des encoches (m)	h_{enc}	0,001	5
hauteur de la culasse extérieure (m)	$h_{yokeRotor}$	0,001	5
hauteur de la culasse intérieure (m)	$h_{yokeStator}$	0,001	5
rayon d'alésage (m)	R_s	0.001	5

Tab. 4.1 – Amplitudes de variation des paramètres géométriques imposés dans l'optimisation

4.2 Application à la machine synchrone à aimants en surface

L'intégration de la machine au système pendulaire peut être réalisée de différentes façons. Notamment, elle peut être :

- intégrée directement à la périphérie du volant et constituer une partie de la masse du volant (Fig. 4.2a). Le diamètre intérieur de la machine est alors égal au diamètre extérieur du volant. Dans ce cas, cette contrainte devra être prise en compte dans l'optimisation ;
- « collée » sur l'un des flancs du volant, le diamètre machine étant ici nécessairement inférieur à celui du volant (Fig. 4.2b) ;

– fractionnée en différents modules (Fig. 4.2c). Cette dernière solution peut être appliquée aux deux solutions proposées précédemment. Elle présente l'inconvénient de nécessiter des aimants sur tout le diamètre de la machine et de n'en utiliser qu'une partie. Cependant elle permet d'assurer un fonctionnement minimum en cas de panne de certains modules (principe de redondance) et donc un fonctionnement dégradé. Enfin sa réalisation et son transport sont plus aisés car les modules sont de faibles dimensions.

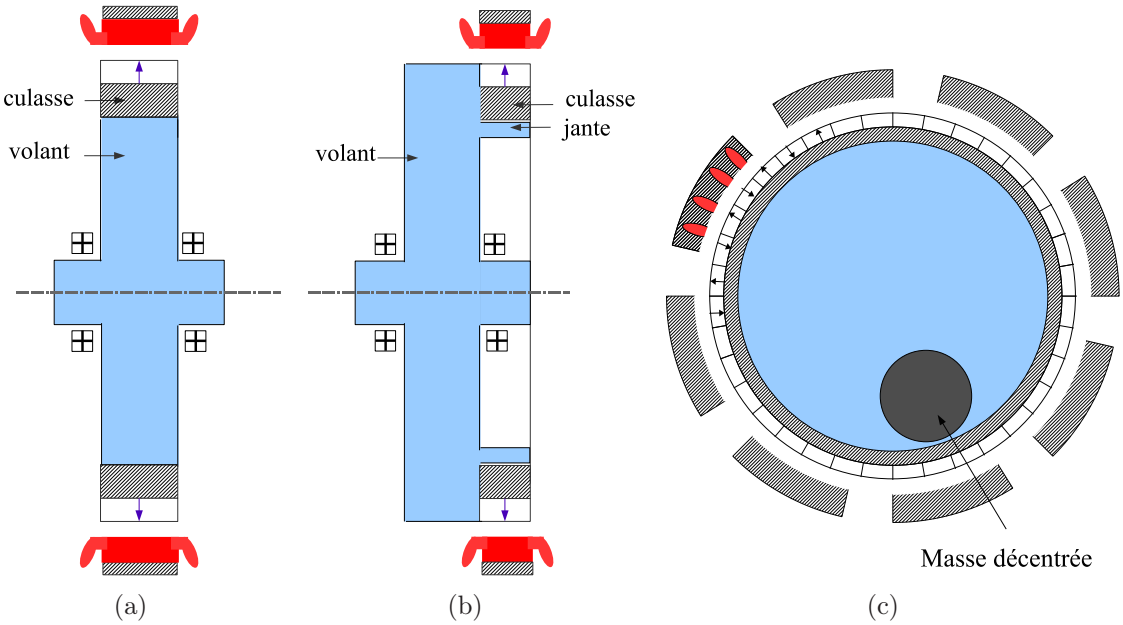


FIG. 4.2 – Propositions de schémas d'intégration de la machine au système SEAREV

Par souci de simplification, nous avons basé notre étude sur une machine synchrone à aimants en surface (Fig. 4.3). Nous supposons que toutes les grandeurs sont sinusoïdales, ce qui revient à ne considérer que le premier harmonique [Ben05] [Kon93]. Nous faisons également l'hypothèse que nous sommes dans un régime de fonctionnement magnétique linéaire (contrainte sur l'induction maximale dans le fer), ce qui se traduit par une perméabilité des parties ferromagnétiques statoriques et rotoriques constante et très supérieure à celle de l'air. La circulation du champ magnétique et l'énergie stockée dans le fer sont négligées. L'étude magnétique se confine donc au voisinage de l'entrefer de la machine.

L'amplitude du fondamental de l'induction dans l'entrefer s'exprime de la façon suivante [Rue05] :

$$B_{fm1} = \frac{4}{\pi} \frac{B_r}{1 + \frac{K_c e}{l_a}} sin(p\frac{\alpha\pi}{2})\ K_f \tag{4.1}$$

Avec K_c le coefficient de Carter et K_f le coefficient de fuites inter-aimants. Ce dernier s'exprime en fonction de la géométrie de la machine. Nous détaillons son calcul en Annexe D. α correspond à la largeur relative des aimants. Nous l'avons considérée constante et égale à 2/3 (120° électrique) afin de filtrer l'harmonique 3 de l'induction.

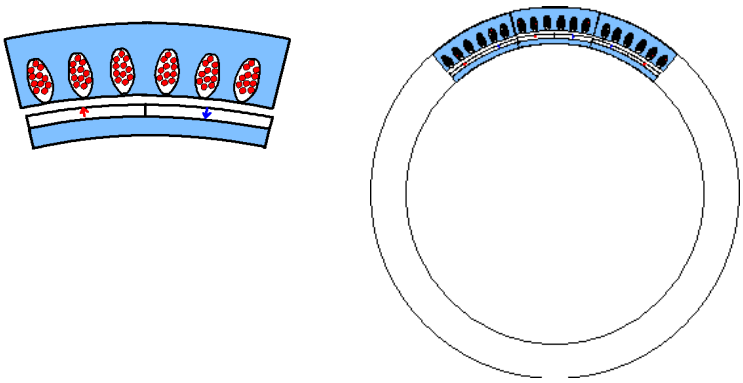


FIG. 4.3 – Architecture de machine synchrone à aimants en surface étudiée

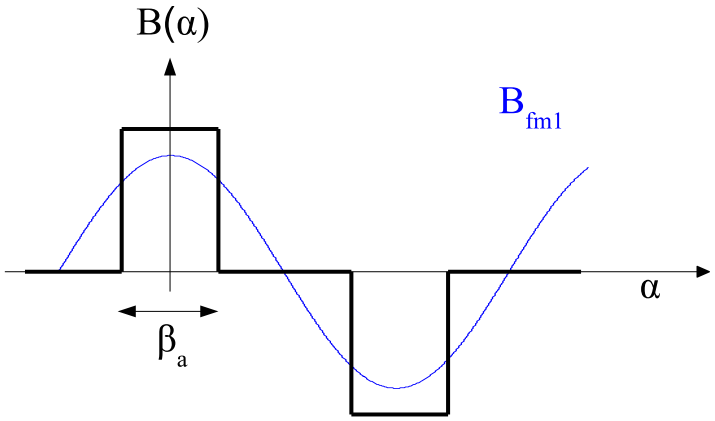


FIG. 4.4 – Fondamental de l'induction

Nous déterminons la composante d'induction d'entrefer due au seul champ induit pour l'axe d :

$$\widehat{B}_{Id} = \frac{3}{2}\frac{4}{\pi}\sqrt{2}\left\langle P_{sed}\right\rangle A_{Leff}\frac{2\pi R_s}{2pq}cos\left(\psi\right) \tag{4.2}$$

Ainsi que pour l'axe q :

$$\widehat{B}_{Iq} = \frac{3}{2}\frac{4}{\pi}\sqrt{2}\left\langle P_{seq}\right\rangle A_{Leff}\frac{2\pi R_s}{2pq}sin\left(\psi\right) \tag{4.3}$$

Avec P_{sed} et P_{seq} les perméances superficielles d'entrefer [Ben05]. L'entrefer étant constant (l'effet des encoches étant négligé aussi bien au stator qu'au rotor), elles sont constantes et valent $P_{se} = <P_{se}> = \dfrac{\mu_0}{K_c e + l_a}$.

Nous en déduisons l'amplitude de l'induction résultante d'entrefer due à l'inducteur et à l'induit :

$$\widehat{B}_{eT} = \sqrt{(\widehat{B}_{fm1} + \widehat{B}_{Id})^2 + \widehat{B}_{Iq}{}^2} \tag{4.4}$$

Le couple électromagnétique est égal à :

$$C_R(t) = 2\sqrt{2}K_b B_{fm1} V_r cos(\psi) A_{Leff}(t). \tag{4.5}$$

Avec $V_r = \pi R_s^2 L_s$ la cylindrée rotorique.

Contraintes magnétiques

Nous considérons deux contraintes magnétiques. Celles-ci sont relatives à la saturation (Eq. 4.7) dans les culasses et dans les dentures et à la désaimantation des aimants (Eq. 4.8). L'équation 4.6 donne l'amplitude maximale de la densité linéique de courant efficace et donc à la valeur crête du couple sur le cycle. Pour la désaimantation seule A_L intervient. Pour la saturation, c'est la composition vectorielle des deux inductions aimants et courant qui est considérée.

$$(A_{Leff})_{MAX} = MAX(\frac{C_R(t)}{k}) \tag{4.6}$$

Avec $k = 2\sqrt{2}K_b B_{fm1} V_r cos(\psi)$ la constante de couple liée au volume du rotor, au type d'aimants utilisés ainsi qu'au rapport $\frac{e}{l_a}$.

$$\widehat{B_{yoke}} \leq B_{sat} \tag{4.7}$$

$$\widehat{H_{Id}} \leq H_k \tag{4.8}$$

L'induction dans les culasses rotoriques (Eq. 4.9) et statoriques (Eq. 4.10) valent respectivement :

$$B_{yokeRotor} = \frac{\pi R_s \widehat{B}_{eT}}{2ph_{yokeRotor}} \tag{4.9}$$

$$B_{yokeStator} = \frac{\pi R_s \widehat{B}_{eT}}{2ph_{yokeStator}} \tag{4.10}$$

L'induction maximale dans les dents s'écrit :

$$\widehat{B}_{dents} = \frac{\widehat{B}_{eT}}{1 - k_{CF}} \tag{4.11}$$

Contrainte thermique

La contrainte thermique est exprimée ici en considérant un refroidissement par convection et rayonnement via la surface externe du stator, et une inertie thermique suffisante pour lisser les effets des fluctuations de la puissance dissipée instantanée sur la durée des cycles de référence. Nous supposons également que les transferts de chaleur s'effectuent radialement et tenons compte de la résistance thermique de l'isolant dans les encoches $R_{th\ enc}$ (cuivre-fer) ainsi que de celle de la culasse statorique $R_{th\ CulStator}$.

$$< P_j > R_{th\ enc} + [< P_j > + < P_{mg} >] \left(R_{th\ CulStator} + R_{th\ Conv/Ray}\right) \leq \Delta\theta_{max} \tag{4.12}$$

$< P_j >$ et $< P_{mg} >$ représentent les pertes Joule et les fer moyennes. Les équations 4.13 et 4.14 détaillent leurs calculs.

$$< P_j >= \frac{1}{\Delta T} \int_{\Delta T} P_j(t)dt \tag{4.13}$$

$$< P_{mg} >= \frac{1}{\Delta T} \int_{\Delta T} P_{mg}(t)dt \tag{4.14}$$

Nous donnons le détail du modèle thermique en annexe E.

4.2.1 Calculs des pertes dans la machine

Les vitesses de rotation étant faibles de l'ordre de 10 à 20 tr/min (Fig. 4.17, 4.18 et 4.19), nous négligeons les pertes mécaniques. Seules les pertes Joule et magnétiques sont prises en compte, les pertes dans les aimants étant négligées. Par ailleurs, dans un souci de simplification de cette première approche, un fonctionnement à flux croisé ($\psi = 0$, sans défluxage) minimisant les pertes Joule, est considéré.

Pertes Joule

Les pertes Joule s'expriment de la façon suivante :

$$P_J(t) = \rho(A_{Leff})^2 \frac{2\pi R_s L_s K_L}{h_{enc} k_{CF} k_r (1 + \frac{h_{enc}}{2R_s})} \tag{4.15}$$

Avec $K_L = 1 + \frac{\pi R_s}{p L_s}$ le coefficient des têtes de bobines.

Pertes magnétiques

L'équation 4.16 nous donne l'expression générale des pertes magnétiques. k_H est un coefficient caractérisant les pertes par hystérésis [Hoa95] et α_p un coefficient fonction de la conductivité et de l'épaisseur des tôles caractérisant les pertes par courants de Foucault.

$$P_{mg} = \left[k_H (2\hat{B})^2 f + \alpha_p \left(\frac{dB}{dt} \right)^2_{eff} \right] V_{fer} \tag{4.16}$$

En considérant des formes sinusoïdales :

$$P_{mg} = \left(k_H (2\hat{B})^2 \frac{p\Omega}{2\pi} \right) V_{fer} + \left| \alpha_p \left(\frac{\hat{B} p \Omega}{\sqrt{2}} \right)^2 \right| V_{fer} \tag{4.17}$$

Enfin nous donnons l'expression des pertes moyennes totales sur cycle, qui constitueront l'un des critères d'optimisation :

$$< P_{ertes\ totales\ sur\ cycle} >= \frac{1}{\Delta T} \int_{\Delta T} P_j(t) + \frac{1}{\Delta T} \int_{\Delta T} P_{mg}(t)dt \tag{4.18}$$

Le tableau 4.2 donne les valeurs numériques des données fixes du problème.

Définition	Désignation	Valeur numérique
Aimantation des aimants (NdFeB)	B_r	1 T
Induction maximale du fer	B_{sat}	1.5 T
Ouverture angulaire des aimants	α	2/3
Champ démagnétisant	H_k	760 kA/m
Coefficient de pertes par hystérésis	k_h	90 A.mV^{-1}s^{-1}
Coefficient d'échange thermique	α_{th}	10 W.m^{-2}K^{-1}
Coefficient de pertes par courants de Foucault (tôles FeSi3%No)	α_p	0.065 A.m.V^{-1}
Coefficient de Carter	K_c	1.1
Coefficient de remplissage de cuivre	k_r	0.4
Coefficient de bobinage	K_B	0.956
Coefficient cuivre-fer	K_{CF}	2/3
Masse volumique du fer (FeSi3%No) (kg/m^3)	ρ_{fer}	7800
Masse volumique du cuivre (kg/m^3)	ρ_{cuivre}	8920
Masse volumique des aimants (NdFeB) (kg/m^3)	ρ_{Aimant}	7600

TAB. 4.2 – Valeurs numériques des paramètres imposés (matériaux et géométrie)

4.3 Résultats d'optimisation

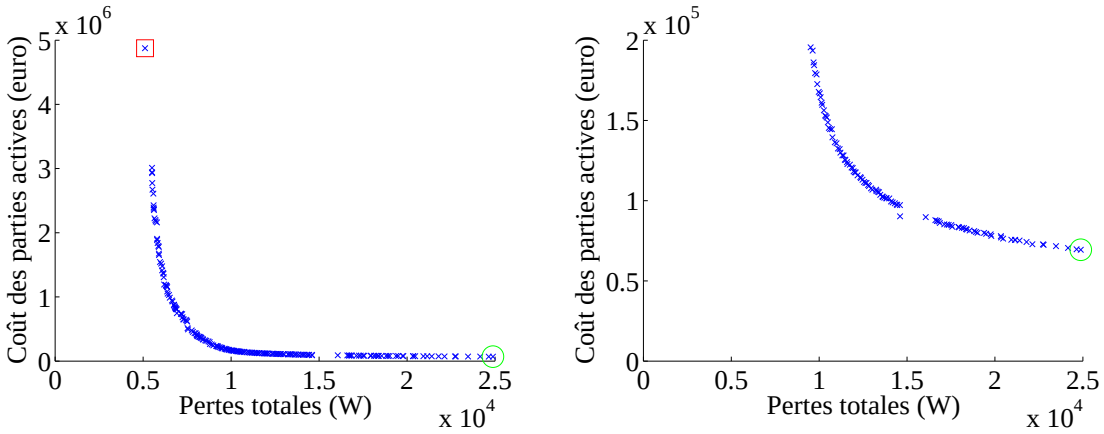
Dans un premier temps nous présentons les résultats d'optimisation pour l'état de mer de référence (T_p = 9s - H_s = 3m) avec un contrôle à amortissement optimal constant sous forme de front de Pareto (Fig. 4.5). Les objectifs d'optimisation sont de minimiser le coût des parties actives (ordonnées) ainsi que les pertes totales (abscisses). Nous avons réalisé cette étude sur 200 individus et 150 générations. La durée du cycle de houle générée est de 800 s discrétisée sur 40000 points.

Les masses volumiques et coûts unitaires des matières premières considérées dans nos calculs sont présentés dans le tableau 4.3. Ce sont des ordres de grandeurs, sans doute un peu arbitraires, mais néanmoins fondés sur l'expérience de l'équipe et ses contrats industriels.

Matériaux	Masse volumique (kg/m^3)	Coût (€/kg)
Fer FeSi3%No	7800	3
Cuivre	8920	6
NdFeB	7600	120

TAB. 4.3 – Tableau des masses volumiques et des coûts des matières premières

La machine minimisant les coûts, relativement aux contraintes imposées, est repérée par un cercle vert (o) et la machine correspondant aux pertes minimales toujours relativement aux contraintes imposées par un carré rouge (□). Nous utiliserons par la suite les termes machines à « coût minimal » et à « pertes minimales ». Cela correspond respectivement à la machine ayant le coût le plus faible sur le front de Pareto et à la machine ayant les pertes les plus faibles sur le front de Pareto.

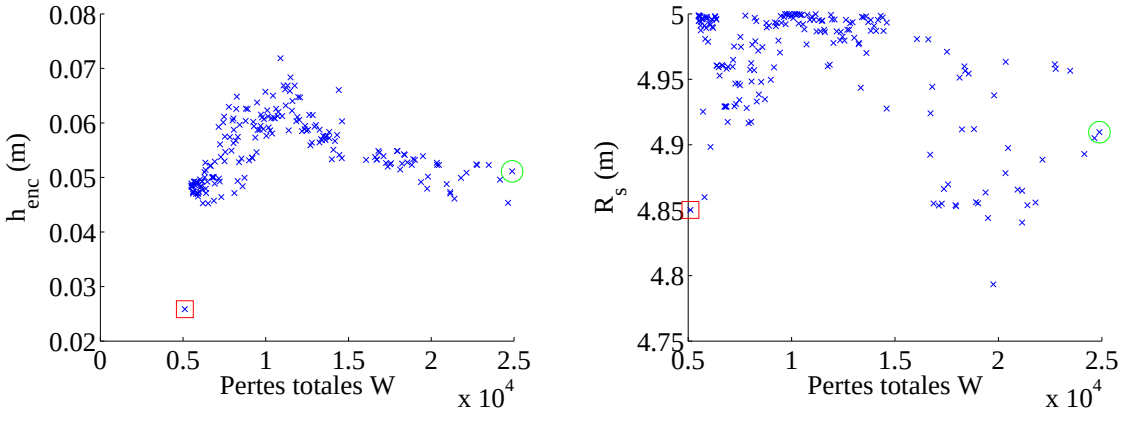


(a) (b)

FIG. 4.5 – Front de Pareto des résultats de dimensionnement avec pour objectifs de minimiser la masse ainsi que les pertes totales (a) et zoom du front de Pareto (b)

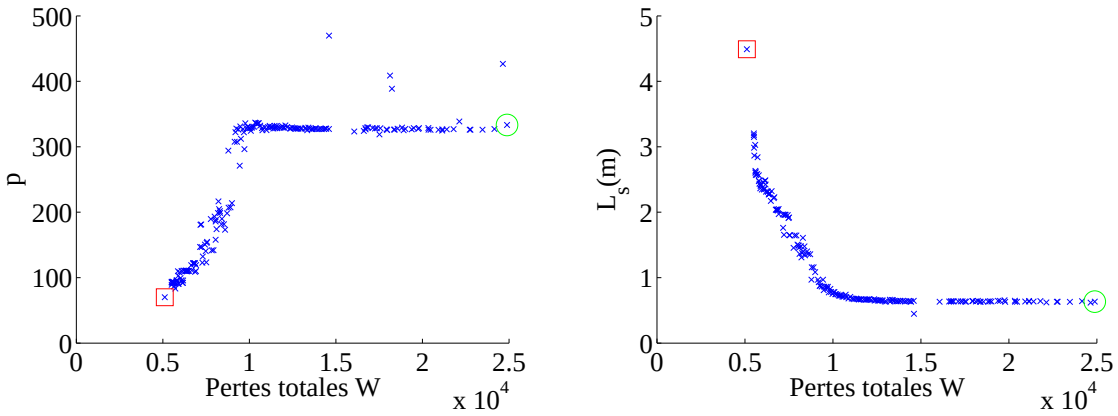
Comme le montre la figure 4.5, les deux objectifs d'optimisation sont contradictoires. Lorsque l'on cherche à minimiser les pertes, nous obtenons des machines massives et par conséquent coûteuses. En revanche si les pertes sont importantes, nous obtenons des machines de faibles dimensions à grand nombre de paires de pôles, ceci afin de diminuer la hauteur des culasses. Ainsi les pertes ne peuvent être inférieures à 5 kW et le coût minimal est de 60 k€ afin d'assurer le profil couple-vitesse imposé.

Les figures 4.6, 4.7, 4.9 et 4.8 présentent les valeurs des paramètres optimisés en fonction des pertes totales, correspondant au front de Pareto de la figure 4.5. Les machines correspondant aux « extrêmes » sont de nouveau annotées sur ces figures.



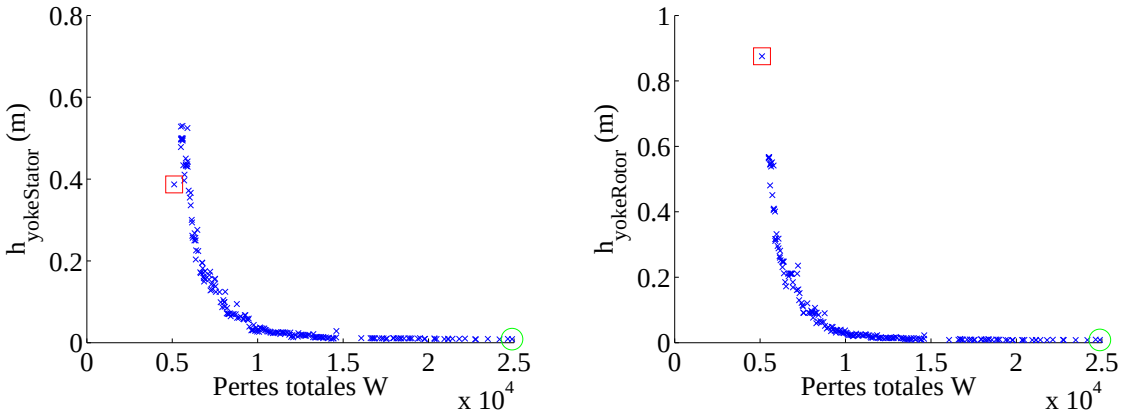
(a) (b)

FIG. 4.6 – Valeurs « optimales » de la hauteur des encoches et du rayon d'alésage (butées atteintes pour ce paramètre)



(a) (b)

FIG. 4.7 – Valeurs « optimales » du nombre de paires de pôles et de la longueur active



(a) (b)

FIG. 4.8 – Valeurs « optimales » de l'épaisseur des culasses statorique et rotorique

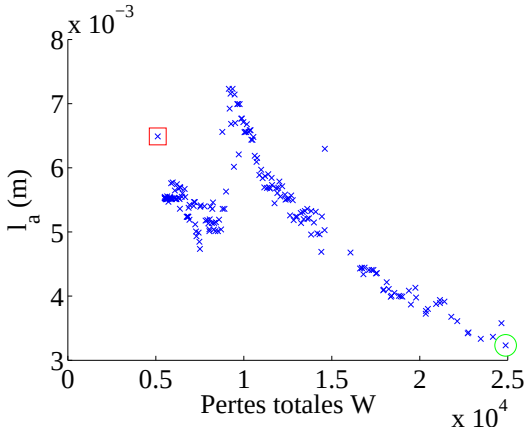
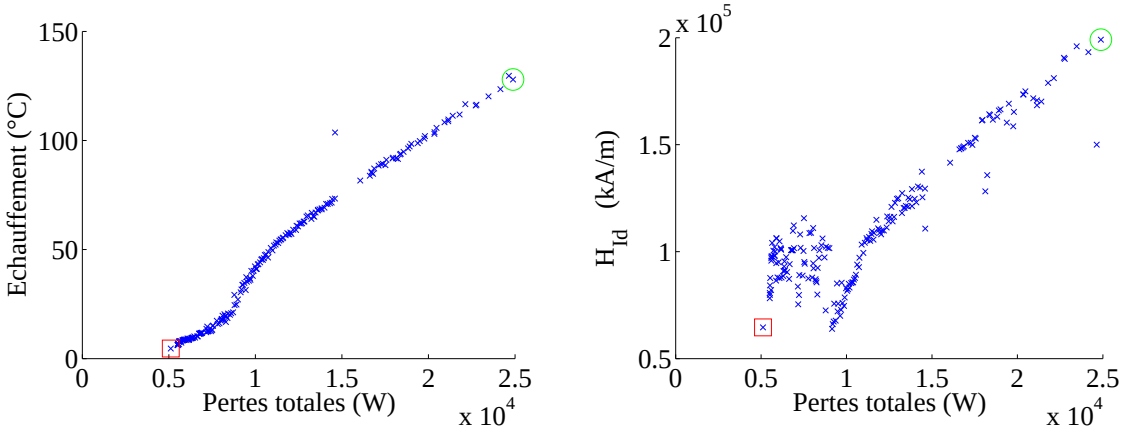


FIG. 4.9 – Valeurs « optimales » de la hauteur des aimants

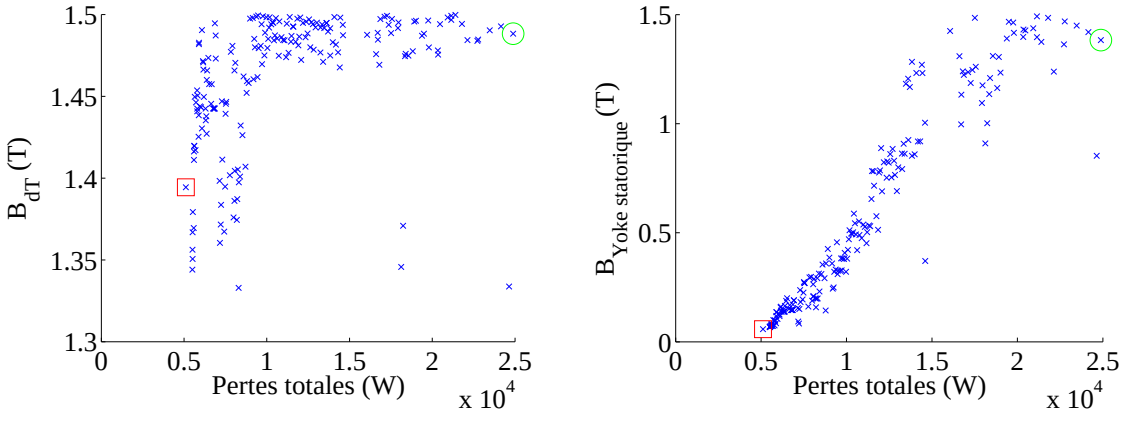
Afin de mieux comprendre les résultats, nous avons tracé les contraintes d'échauffe-

ment, de désaimantation, de saturation dans les dents et dans les culasses (Fig. 4.10 et 4.11). En effet certains résultats présentés sur le front de Pareto demandent quelques explications. Notamment nous observons une augmentation brusque du nombre de paires de pôles en fonction des pertes totales puis ce paramètre reste constant.



(a) (b)

FIG. 4.10 – Echauffement (a) et champs maximum RMI dans les aimants (b)

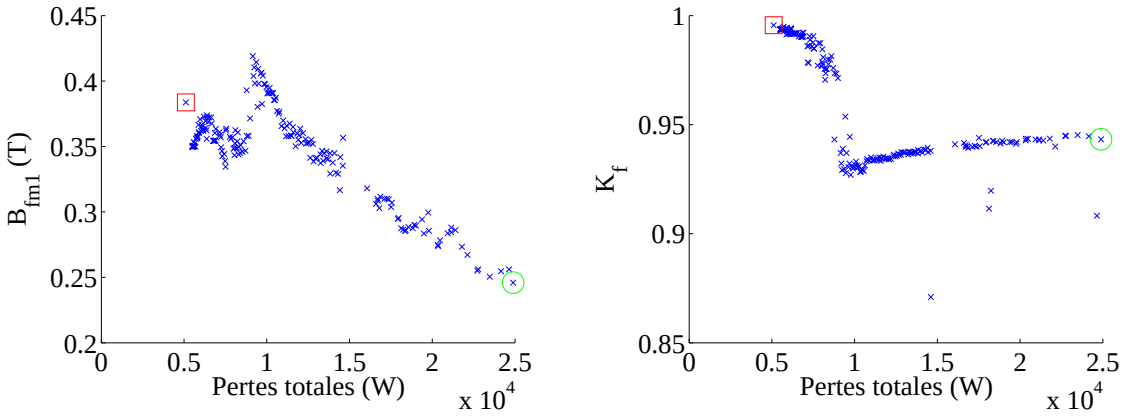


(a) (b)

FIG. 4.11 – Induction dans les dents (a) et dans la culasse statorique (b)

Aucune contrainte n'est en butée à la « cassure » (10 kW). Nous ne sommes donc ni en limite d'échauffement, de désaimantation ou d'induction maximale. Nous avons alors tracé l'amplitude du fondamental de l'induction dans l'entrefer ainsi que le coefficient de fuites inter-aimants toujours en fonction des pertes totales(Fig. 4.12). Nous remarquons (Fig. 4.9) que l'algorithme tend « au début » à augmenter l_a afin d'augmenter B_{fm1}. Alors le coefficient de fuites inter-aimants (défini en Annexe D) diminue et une grande hauteur d'aimants n'est donc pas favorable. Afin d'obtenir le couple voulu, l'algorithme doit alors augmenter la densité de courant ce qui explique l'augmentation des pertes Joule (Fig. 4.13). Cependant si nous fixons le coefficient de fuites inter-aimants à 1 (pas de fuites

inter-aimants ; résultats non présentés ici), nous observons les mêmes phénomènes, à savoir une cassure à environ 10 kW de pertes puis une valeur quasi constante du nombre de paires de pôles.



(a) (b)

FIG. 4.12 – Amplitude du fondamental de l'induction dans l'entrefer (a) et coefficient de fuites inter-aimants (b)

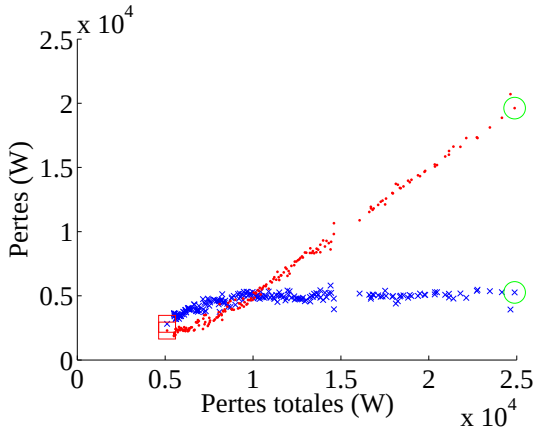
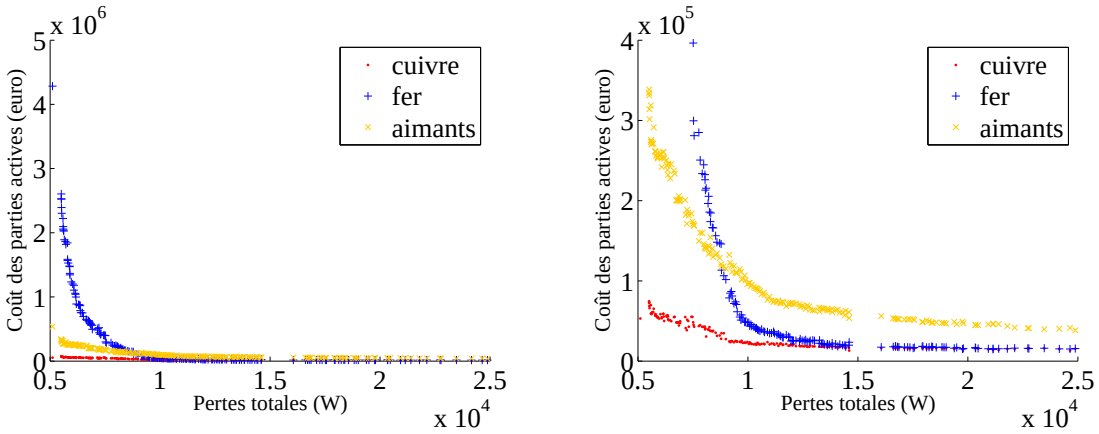


FIG. 4.13 – Pertes Joule (.) et pertes magnétiques (x)

La figure 4.14 présente l'évolution des coûts en fonction des pertes totales. Avant d'atteindre environ 10 kW de pertes, le coût du fer est nettement supérieur à celui du cuivre. L'optimisation cherche donc à diminuer le coût du fer et donc à augmenter p ce qui permet de réduire les volumes des culasses. Au delà, le coût du cuivre devient alors du même ordre de grandeur que le fer. Le nombre de paires de pôles devient constant, l'influence de p sur le volume des aimants et du cuivre étant quasi négligeable.



(a) (b)

FIG. 4.14 – Evolution des coûts des parties actives en fonction du nombre de paires de pôles (a) et zoom (b)

Afin de donner une idée des machines obtenues aux extremums, nous avons réalisé leurs dessins (Fig. 4.15 et 4.16). La figure située à gauche présente la machine entière, la figure du milieu présente la longueur utile de la machine et enfin la figure située à droite est un zoom de la première. Les parties en bleu représentent les parties en fer (culasses rotorique et statorique, dentures), les parties en jaune les aimants et les parties en rouge le cuivre.

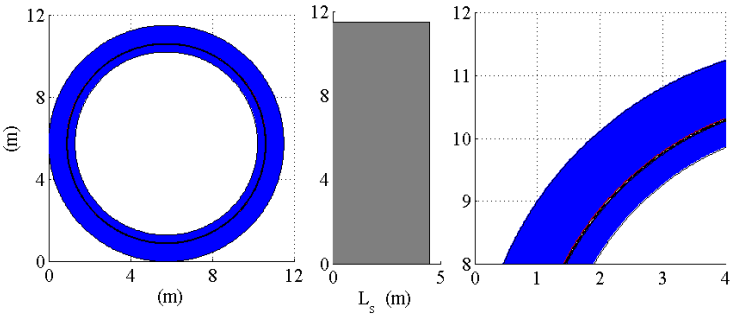


FIG. 4.15 – Dessin de la machine « minimisant » les pertes totales

Ainsi la machine minimisant les pertes et possédant donc le coût maximal sur le front de Pareto (Fig. 4.15) possède un diamètre extérieur de 11.6 m, 70 paires de pôles pour une hauteur de culasse statorique d'environ 0.88 m. Le pas polaire est égal à 0.22 m pour une hauteur d'aimants de 6 mm. Son « coût matières » est de 4875 k€, sa masse de 1441 tonnes et elle dissipe une puissance moyenne sur cycle de 5 kW de pertes totales. La machine minimisant le coût (Fig. 4.16) possède un diamètre extérieur de 10 m, 333 paires de pôles pour une hauteur de culasse statorique de 8 mm. Le pas polaire est égal à 50 mm pour une hauteur d'aimants de 3 mm. Son coût est de 69 k€, sa masse de 8 tonnes et elle admet 25 kW de pertes totales. D'autres données sont synthétisées dans le tableau 4.4.

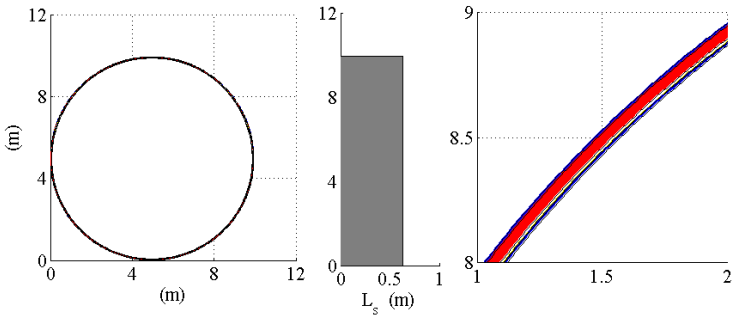


FIG. 4.16 – Dessin de la machine « minimisant » le coût

	Pertes Min	Coût Min
Pertes moyennes (kW)	**5,1**	**24,9**
Coût des parties actives (k€)	**4875**	**69**
Masse totale (tonnes)	1441,3	8,1
Masse de cuivre (tonnes)	8,8	2,6
Masse de fer (tonnes)	1427,9	5,2
Masse des aimants (tonnes)	4,5	0,3
Volume total (m^3)	184,7	1,0
Nombre de paires de pôles	70	333
Rayon extérieur (m)	5,8	5,0
Longueur active (m)	4,5	0,6
Rayon d'alésage (m)	4,9	4,9
Hauteur des aimants (m)	0,006	0,003
Pas polaire (m)	0,22	0,05
Entrefer mécanique (mm)	12	10

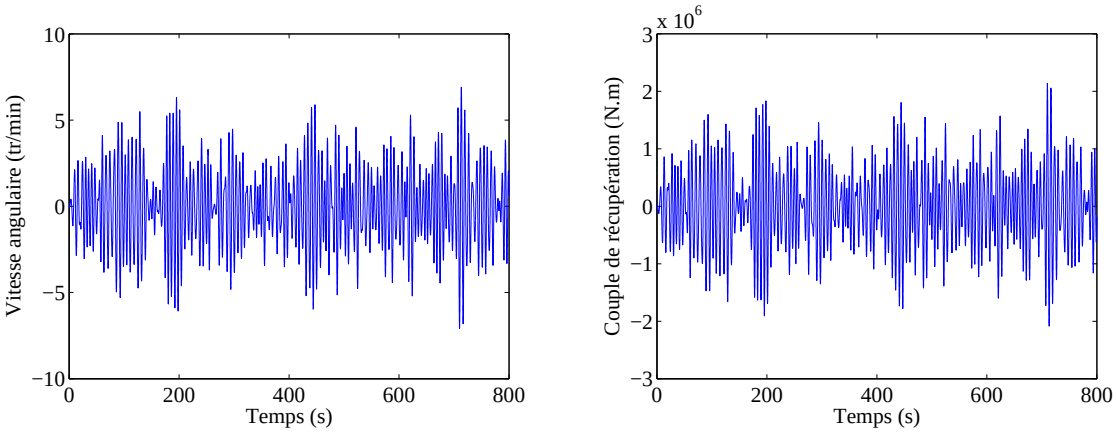
TAB. 4.4 – Données concernant les machines « extrêmes » présentées sur les figures 4.15 et 4.16

4.3.1 Influence des modes de contrôles

Nous présentons les résultats optimaux obtenus à partir des simulations présentées dans le chapitre précédent pour les **trois modes de contrôle**, simulations de nouveau effectuées pour un état de mer dont les caractéristiques sont une hauteur significative de 3 m et une période pic de 9 s (houle de référence). Nous rappelons les profils couple - vitesse pour les trois modes de contrôle sur les figures 4.17, 4.18 et 4.19. Ce sont trois profils particuliers mais ils permettent de bien comprendre la méthodologie adoptée.

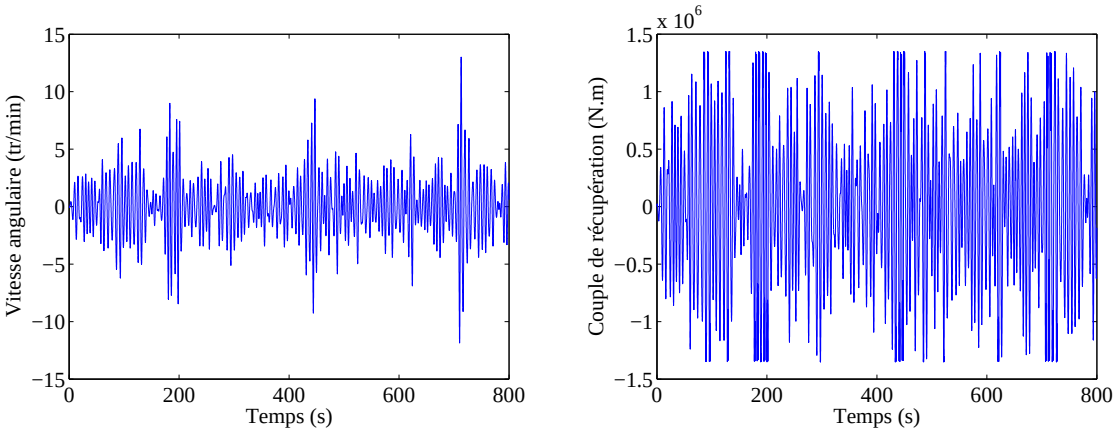
Nous rappelons également dans le tableau 4.5 les puissances moyenne et crête, couples efficace et crête ainsi que la vitesse maximale obtenus pour les trois modes de contrôle.

Nous comparons sur la figure 4.20 les résultats d'optimisation obtenus avec toujours, comme objectifs de minimiser le coût des parties actives et les pertes totales sur cycle et



(a) (b)

FIG. 4.17 – Profils de la vitesse angulaire (tour/min) (a) et du couple de récupération (N.m) (b) du pendule avec un contrôle à amortissement optimal constant sur cycle



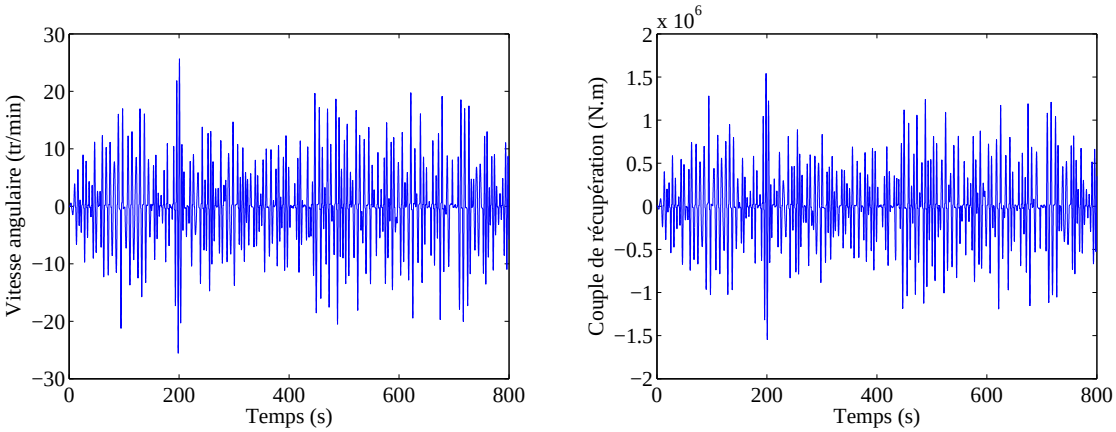
(a) (b)

FIG. 4.18 – Profils de la vitesse angulaire (tour/min) (a) et du couple de récupération (N.m) (b) du pendule avec un contrôle à amortissement optimal avec écrêtage (40%)

	Contrôle à β constant	Ecrêtage (40%)	Latching
$<P>_{opt}$ (kW)	164	158	267
$\widehat{P}_{opt}$ (kW)	1 583	633	4141
$\frac{<P>_{opt}}{\widehat{P_{opt}}}$	0,1	0,25	0,06
vitesse maximale (rad/s)	0,7	1,4	2,7
Couple maximum (kN.m)	2 136	1 351	1 544
Couple efficace (kN.m)	687	640	392

TAB. 4.5 – Tableau résumant les résultats des trois modes de contrôle

les présentons sous forme de fronts de Pareto (coefficient d'amortissement β constant (.),



(a) (b)

FIG. 4.19 – Profils de la vitesse angulaire (tour/min) (a) et du couple de récupération (N.m) (b) du pendule avec un contrôle par latching

écrêtage de la puissance à 40% (+) et latching (*)).

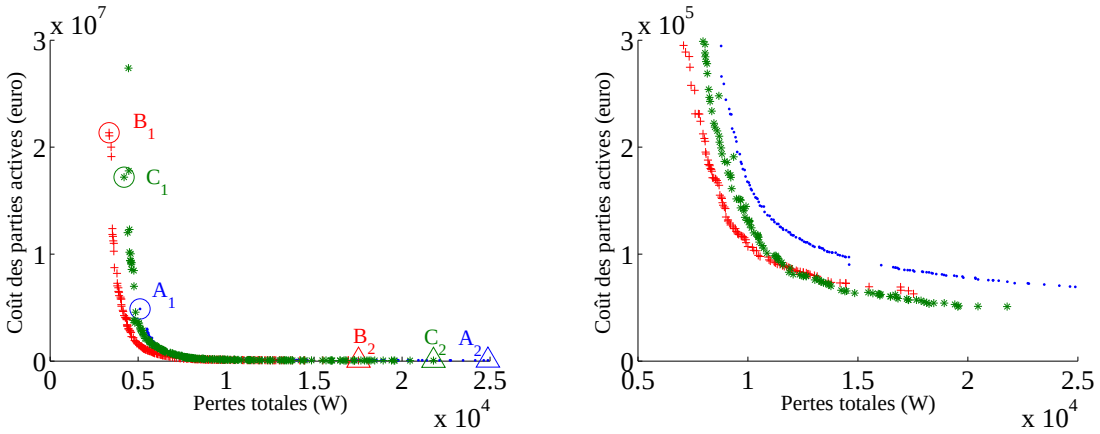
Nous observons que les coûts des machines obtenues avec le contrôle par écrêtage de la puissance sont moins importants qu'avec les deux autres modes de contrôle. En effet le couple maximum est plus faible avec un contrôle par écrêtage de la puissance (1351 kN.m en mode écrêtage, 1544 kN.m avec un contrôle par latching et 2136 kN.m avec un amortissement optimal constant), ce qui n'est pas vrai pour le couple efficace. Il est donc nécessaire de réaliser des études sur cycle.

Nous comparons les dimensions des machines aux extremums des fronts de Pareto pour les trois modes de contrôle (Fig. 4.21). Les machines signalées par un (A) ont été obtenues avec un contrôle à amortissement optimal constant, celles signalées par un (B) correspondent à un contrôle incluant un écrêtage de la puissance et les machines signalées par un (C) à un contrôle par latching. Les machines signalées par le chiffre 1 correspondant aux machines à « pertes minimales », par le chiffre 2 aux machines à « coût minimal ». Le tableau 4.6 récapitule les annotations utilisées. De plus nous avons pour chaque machine indiqué la longueur active L_s.

	A_1	A_2	B_1	B_2	C_1	C_2
Contrôle à β constant	x	x				
Ecrêtage (40%)			x	x		
Latching					x	x
« Pertes Mini »	x		x		x	
« Coût Mini »		x		x		x

TAB. 4.6 – Tableau expliquant les annotations

La figure 4.21 présente les dessins des machines aux extremums et le tableau 4.7 détaille leurs dimensions.



(a) (b)

FIG. 4.20 – Front de Pareto des résultats de dimensionnement avec pour objectifs de minimiser le coût ainsi que les pertes totales pour les trois modes de contrôle (coefficient d'amortissement β constant : (.) - Ecrêtage de la puissance à 40% : (+) - latching : (*)) et zoom de la figure de gauche

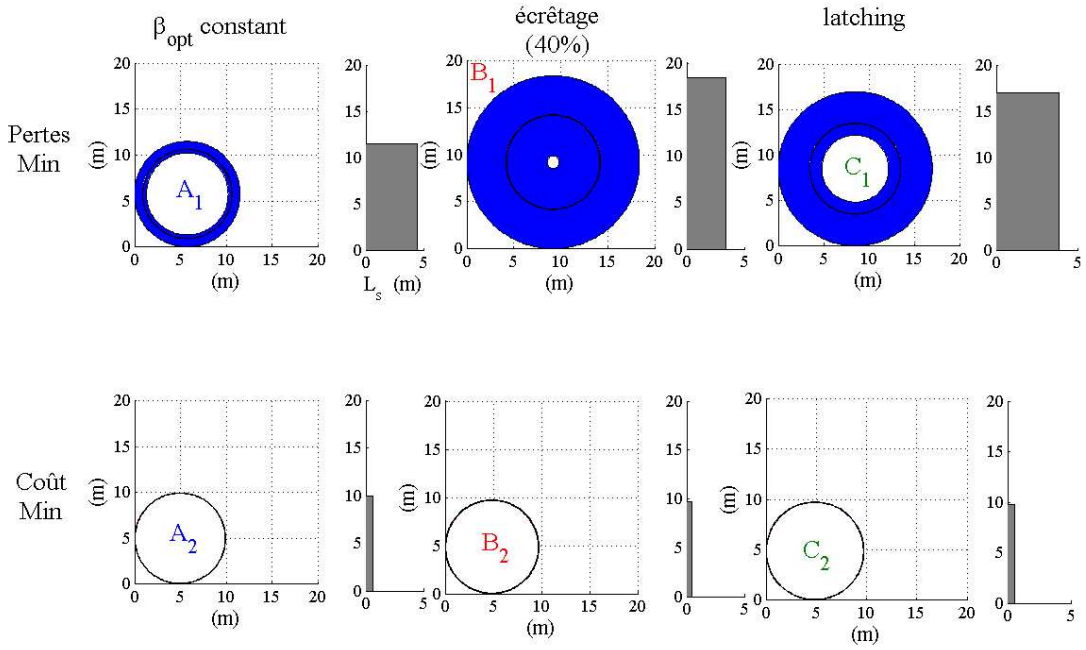


FIG. 4.21 – Dimensions des machines aux extremums du front de Pareto pour les trois modes de contrôle

	β_{opt} constant	écrêtage (40%)	latching
Pertes moyennes (kW)	**24,9**	**17,5**	**21,8**
Coût des parties actives (k€)	**69**	**63**	**51**
Masse totale (tonnes)	8,1	6,6	5,8
Masse de cuivre (tonnes)	2,6	1,9	1,2
Masse de fer (tonnes)	5,2	4,4	4,3
Masse des aimants (tonnes)	0,3	0,3	0,3
Nombre de paires de pôles	333	339	307
Volume total (m^3)	1,0	0,8	0,7
Rayon exterieur (m)	5,0	4,9	4,9
Longueur active (m)	0,6	0,4	0,5
Rayon d'alésage (m)	4,9	4,8	4,8
Hauteur des aimants (m)	0,003	0,005	0,003
Pas polaire (m)	0,046	0,045	0,049
Entrefer mécanique (mm)	10	10	10

TAB. 4.7 – Données relatives aux machines minimisant le coût présentées sur la figure 4.21

Nous avons également calculé les pressions tangentielles à partir du couple efficace pour chacune des machines minimisant le coût ainsi que le couple massique (Tab. 4.8).

	β_{opt} constant	écrêtage (40%)	latching
Couple efficace massique (N.m/kg)	85	97	68
Pression crête tangentielle ($N.cm^{-2}$)	10.8	10.2	9.3

TAB. 4.8 – Couples massiques efficaces et pressions crêtes tangentielles relatifs aux machines présentées sur la figure 4.21

Nous obtenons des couples massiques très importants pour les machines A_2, B_2 et C_2. Cependant nous avons des couples efficaces également très importants, entre 400 kN.m et 700 kN.m. D'après les effets d'échelle des architectures annulaires, les ordres de grandeur des couples massiques obtenus sont tout à fait possibles [Mul06b] [Juf95] [Juf99].

Nous avons comparé les dimensionnements des machines pour les trois modes de contrôle. Suivant le mode de contrôle, la puissance crête relevée est très différente. En effet on a une puissance crête de 633 kW avec un écrêtage à 40% pour une puissance crête d'environ 4 MW avec latching. Celle-ci dimensionnera le convertisseur électronique de puissance. La solution avec écrêtage n'a pas les mêmes performances en terme d'énergie récupérée (158 kW au lieu de 267 kW avec latching) et de dimensionnement de machine (51 k€ au lieu de 63k€). Elle a cependant l'avantage de mieux dimensionner la chaîne de conversion, contrairement au latching qui surdimensionne le convertisseur électronique de puissance : environ 67.9 k€ pour le convertisseur électronique de puissance avec un conrôle par écrêtage de la puissance et 250 k€ avec un contrôle par latching (vf paragraphe 4.8).

Enfin le choix pratique de la configuration de la machine s'effectuera certainement par rapport aux critères de coûts au détriment des pertes, peu pénalisantes par rapport à la puissance moyenne récupérée puisqu'elles atteignent au maximum 25 kW pour une puissance moyenne récupérable (à pertes nulles) de 164 kW.

Pour conclure ce paragraphe concernant le dimensionnement de la génératrice suivant le mode de contrôle, nous pouvons faire quelques remarques :

- quel que soit le type de contrôle, les machines minimisant les pertes ont un faible nombre de paires de pôles. La fréquence électrique reste alors relativement basse et par conséquent les pertes magnétiques sont réduites.
- quel que soit l'objectif d'optimisation et le mode de contrôle, lorsqu'on cherche à minimiser le volume, la masse ou encore le coût de la machine, l'algorithme tend à imposer un grand nombre de paires de pôles (environ 300 paires de pôles dans les cas traités).

4.4 Étude de sensibilité des paramètres propres à la machine

Dans les dimensionnements présentés dans le paragraphe précédent, un certain nombre de paramètres de la machine ont été fixés. Les aimants sont en NdFeB, l'entrefer est proportionnel au diamètre de la machine, les bobinages sont en cuivre.

Cependant, à ce jour, nous ne connaissons pas encore toutes les contraintes géométriques, technologiques et économiques nous permettant de réaliser un choix définitif.

Des études comparatives doivent être réalisées car :

- certaines données fixes peuvent évoluer dans le temps (coûts des matériaux par exemple) ;
- il y a de la dispersion des caractéristiques des matériaux (par exemple au niveau de l'aimantation) ;
- il existe des incertitudes sur les données des « coûts unitaires » utilisés ;
- enfin il est nécessaire de connaître les paramètres « critiques ».

Ainsi les sensibilités à l'entrefer mécanique, au type de matériau ferromagnétique, au type d'aimant, au type de matériau conducteur ou encore au type de refroidissement ont été étudiées.

Les dimensionnements relatifs à ces études comparatives ont été réalisés sur le cycle de houle de référence à savoir $T_p = 9$ s et $H_s = 3$ m avec un contrôle à amortissement optimal constant (Fig. 4.17).

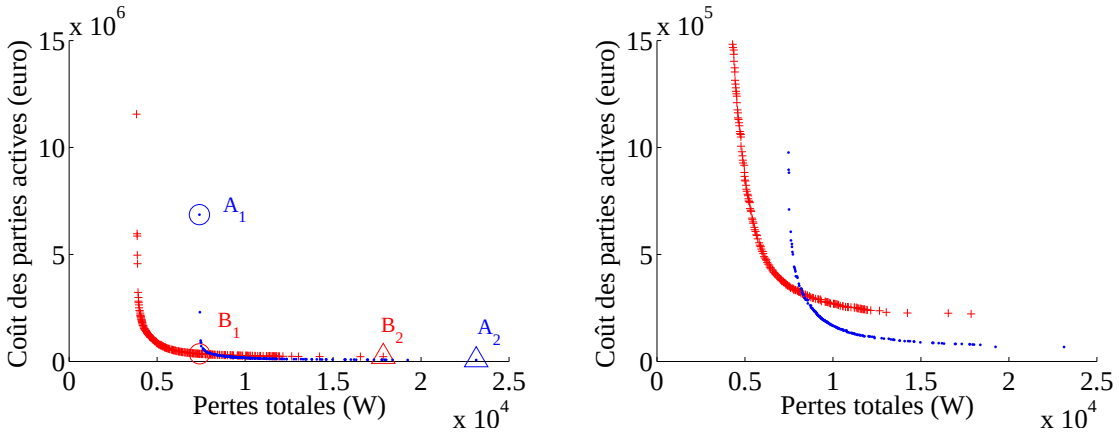
De plus nous avons conservé tout au long de cette étude les mêmes objectifs contradictoires d'optimisation : minimiser les pertes totales et le coût des parties actives (coûts unitaires présentés dans le tableau 4.3).

4.4.1 Sensibilité à l'entrefer mécanique

Nous avons observé dans le paragraphe précédent que nous obtenons des machines de grandes dimensions. Il n'est pas toujours aisé de réaliser des faibles entrefers mécaniques

et a fortiori de grande précision sur de telles machines. Nous avons donc voulu analyser la sensibilité du dimensionnement vis à vis de ce paramètre.

Dans le paragraphe précédent, l'entrefer mécanique était donné par la formule suivante : $e = D/1000$, D étant le diamètre extérieur de la machine. Nous comparons sur la figure 4.22 les dimensionnements obtenus avec des entrefers fixés à 1 cm (.) et à 5 cm (+) quelque soit le diamètre. Nous présentons les résultats sous forme de fronts de Pareto, pour ces deux valeurs d'entrefer. Nous avons annoté les machines à mêmes pertes faibles et égales à environ 7400 W (A_1 (o) et B_1 (o)) ainsi que les machines ayant le coût minimum (A_2 (Δ) et B_2 (Δ)).



(a) (b)

FIG. 4.22 – Comparaison des fronts de pareto obtenus avec deux valeurs d'entrefer mécanique : 1 cm (.) et 5 cm (+) (a) et son zoom (b)

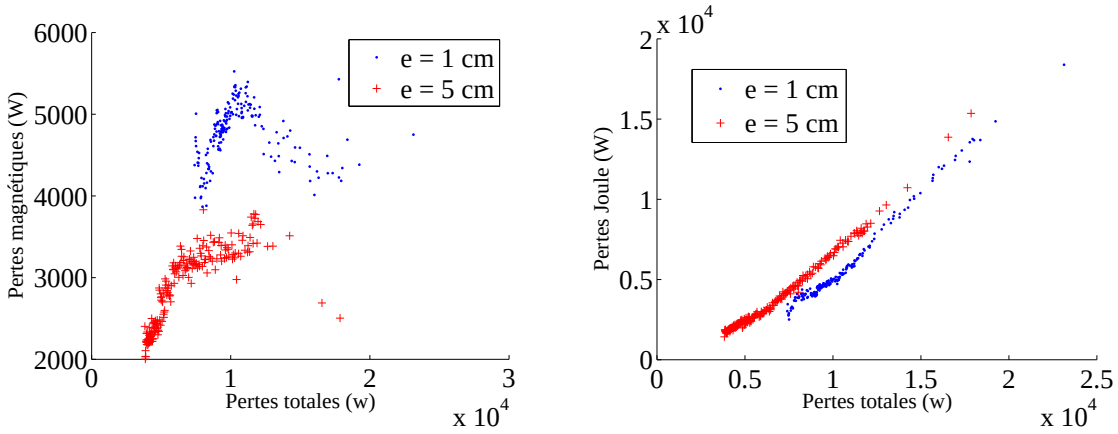
Les deux fronts de Pareto se croisent pour des pertes totales aux alentours de 8000 W : avant les machines avec un entrefer plus important permettent des coûts moins importants à mêmes pertes. Au delà, nous observons le phénomène inverse. Le front de Pareto des machines ayant un entrefer de 1 cm est situé en dessous du front des machines ayant un entrefer de 5 cm. Nous avons voulu expliquer ce « croisement ». Pour cela nous avons tracé les pertes magnétiques en fonction des pertes totales (Fig. 4.23) ainsi que le coût des aimants en fonction des pertes totales, cela pour les deux valeurs d'entrefer.

Avant le croisement les pertes magnétiques obtenues avec des machines dont l'entrefer est de 1 cm sont nettement supérieures à celles obtenues avec des machines ayant un entrefer de 5 cm. Les pertes joule évoluant de façon similaire pour les deux valeurs d'entrefer, elles ne compensent pas les pertes magnétiques. C'est pour cela que nous observons des machines acceptant des pertes plus faibles avec un plus grand entrefer.

La figure 4.25 présente les dimensions des machines annotées.

Le tableau 4.10 donne le détail des dimensions des deux machines au « coût minimal ».

L'augmentation de l'entrefer mécanique engendre naturellement une augmentation de la masse des aimants et donc du coût global de la machine.



(a) (b)

FIG. 4.23 – Comparaison des pertes magnétiques et des pertes Joule en fonction des pertes totales pour les deux valeurs d'entrefer mécanique : 1 cm (.) et 5 cm (+)

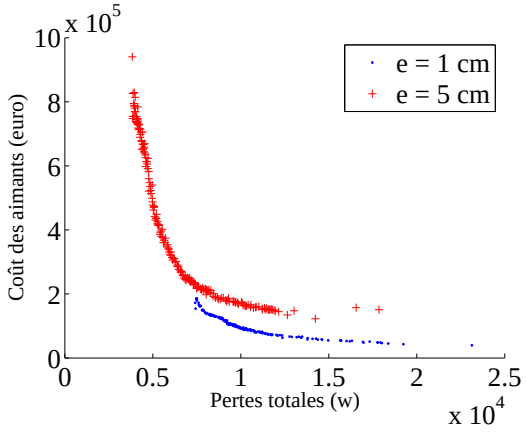


FIG. 4.24 – Comparaison des coûts des aimants en fonction des pertes totales pour les deux valeurs d'entrefer mécanique : 1 cm (.) et 5 cm (+)

	A_1	B_1	A_2	B_2
Symbole	o	o	Δ	Δ
Mêmes pertes faibles	x		x	
Coût Min		x		x
Entrefer (m)	0.01	0.05	0.01	0.05

TAB. 4.9 – Explication des symboles utilisés sur les figures 4.22 et 4.25

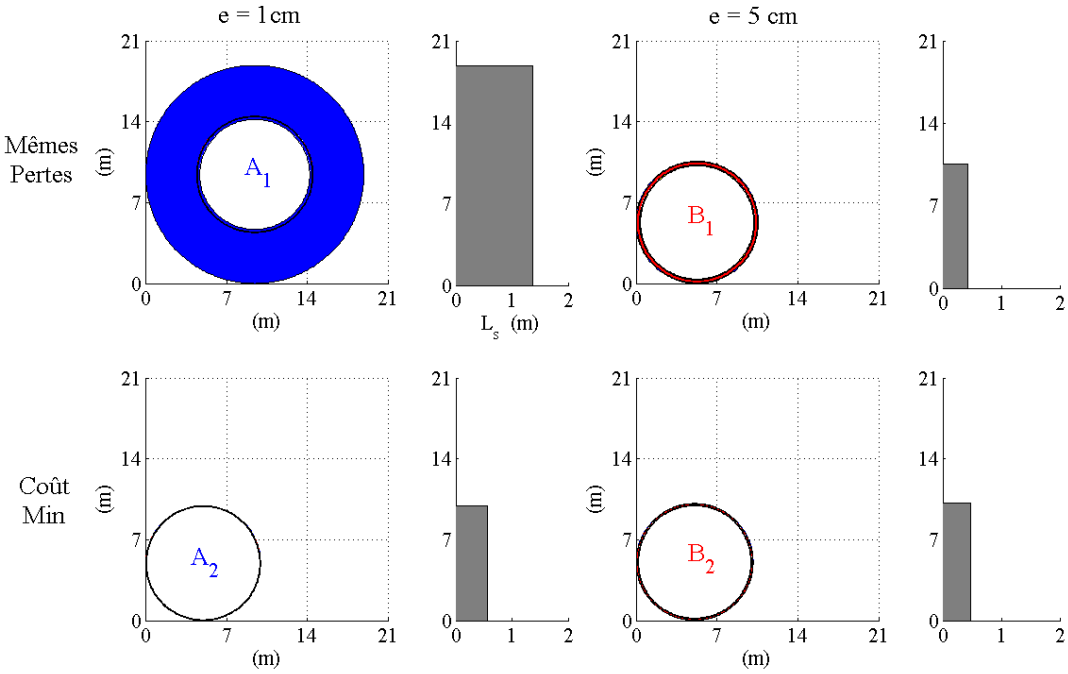


FIG. 4.25 – Comparaison du dimensionnement des machines annotées sur le front de Pareto

	e = 1 cm	e = 5 cm
Pertes moyennes (kW)	**20,8**	**16,6**
Coût des parties actives (k€)	**67**	**222**
Masse totale (tonnes)	7,3	19,8
Masse de cuivre (tonnes)	2,3	5,3
Masse de fer (tonnes)	4,7	13,2
Masse des aimants (tonnes)	0,3	1,3
Nombre de paires de pôles	382	91
Volume total (m^3)	0,9	2,5
Rayon exterieur (m)	5,0	5,1
Longueur active (m)	0,6	0,5
Rayon d'alésage (m)	4,9	4,9
Hauteur des aimants (m)	0,004	0,017
Pas polaire (m)	0,04	0,17
Entrefer mécanique (mm)	10	50

TAB. 4.10 – Tableau des dimensions des deux machines minimisant le coût et présentées sur la figure 4.25

4.4.2 Sensibilité aux matériaux ferromagnétiques

Nous comparons les dimensionnements avec deux types de matériaux ferromagnétiques. Nous avons choisi de comparer des tôles en FeSi3%No (ref : M300-35A) [Hoa95] et de la poudre de fer de chez Höganäs (réf. somaloy 550, 18W/kg de pertes à 100 Hz et 1T) [hog]. Le tableau 4.11 présente les données relatives à ces deux matériaux.

		FeSi3%No	poudre de fer
Coeff. de pertes par hystérésis ($A.mV^{-1}s^{-1}$)	k_h	90	1321.2
Coeff. de pertes par courants de Foucault (AmV^{-1})	α_p	0.065	0
Conductivité thermique ($Wm^{-1}K^{-1}$)	λ_{fer}	30	17
Masse volumique (kg/m^3)		7800	7340
Induction de saturation (T)	B_{sat}	1.5	1.1
Coût unitaire (€/kg)		3	3

TAB. 4.11 – Tableau des données relatives aux type de matériaux utilisés dans les culasses

Nous comparons sur la figure 4.26 les dimensionnements obtenus avec du FeSi3%No (.) et avec de la poudre de fer (+). Les objectifs d'optimisation sont de minimiser le coût des parties actives et les pertes totales. Nous avons annoté les extremums pour les deux types de matériaux.

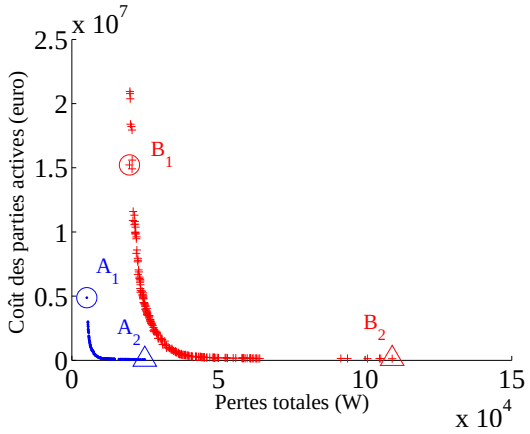


FIG. 4.26 – Comparaison des fronts de Pareto obtenus avec deux types de matériaux dans les culasses (.) : FeSi3%No ; (+) : poudre de fer

La solution avec du FeSi3%No est de loin plus avantageuse à la solution avec de la poudre de fer, que ce soit en terme de coût des parties actives que des pertes.

La figure 4.27 présente les dimensions des machines aux extremums. La machine A_1 (o) (resp. B_1 (o)) correspond à la machine aux pertes minimales avec du FeSi3%No (resp. poudre de fer) . La machine A_2 (Δ) (resp. B_2 (Δ)) correspond à la machine à coût minimal avec du FeSi3%No (resp. poudre de fer).

Le tableau 4.12 donne le détail des dimensions des deux machines A_2 et B_2 présentées sur la figure 4.27.

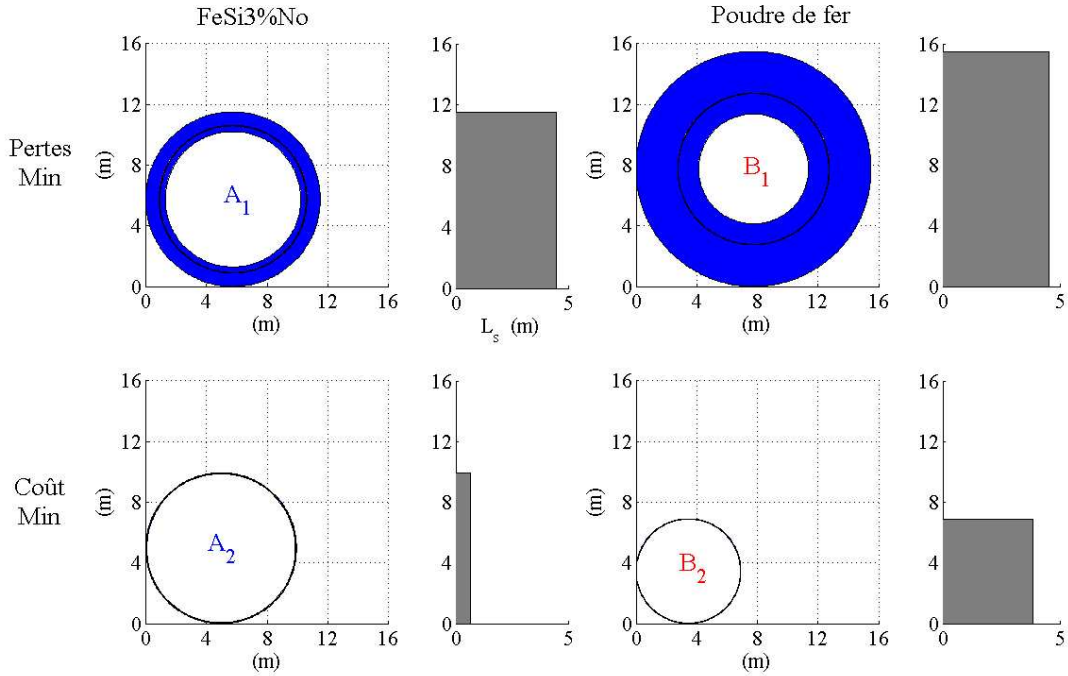


FIG. 4.27 – Comparaison du dimensionnement des machines. La lettre A correspond au dimensionnement avec du FeSi3%No et la lettre B à de la poudre de fer

	FeSi3%No	poudre de fer
Pertes moyennes (kW)	**24,9**	**91,5**
Coût des parties actives (k€)	**69**	**130**
Masse totale (tonnes)	8,1	16,4
Masse de cuivre (tonnes)	2,6	2,4
Masse de fer (tonnes)	5,2	13,4
Masse des aimants (tonnes)	0,3	0,6
Nombre de paires de pôles	333	362
Volume total (m^3)	1,0	2,2
Rayon extérieur (m)	5,0	3,5
Longueur active (m)	0,6	3,8
Rayon d'alésage (m)	4,9	3,4
Hauteur des aimants (m)	0,003	0,002
Pas polaire (m)	0,046	0,03
Entrefer mécanique (mm)	10	7

TAB. 4.12 – Tableau des résultats concernant les deux machines « minimisant » le coût présentées sur la figure 4.27

Les hauteurs des culasses sont augmentées avec la poudre de fer car l'induction de saturation est plus faible qu'avec le FeSi3%No. C'est pourquoi nous obtenons des machines plus massives et donc plus coûteuses avec la poudre de fer.

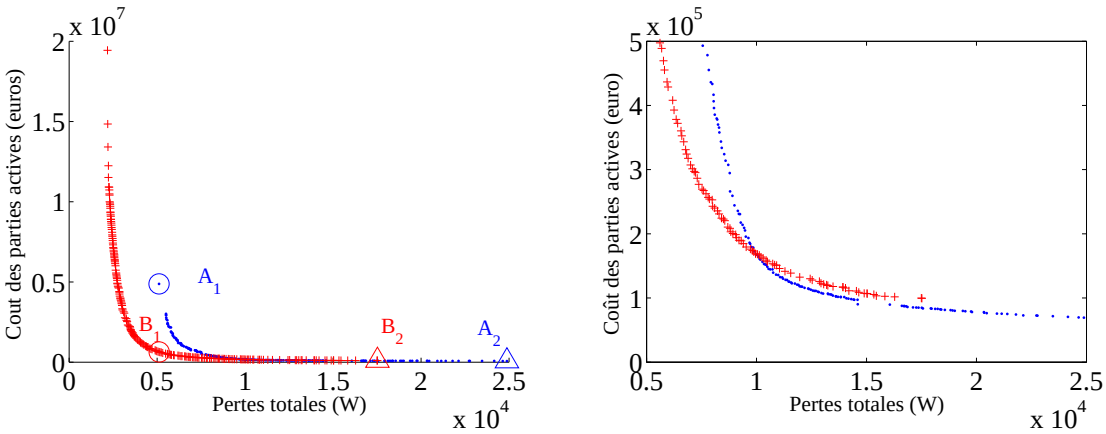
4.4.3 Sensibilité au type d'aimants utilisés

Tous les dimensionnements présentés précédemment étaient obtenus avec des aimants en NdFeB. Or nous savons que ces aimants, très performants, même si leur coût baisse continuellement, sont également beaucoup plus chers que des aimants en ferrite.

Nous comparons les dimensionnements obtenus avec des aimants en NdFeB (.) et ceux obtenus avec des aimants en ferrite (+) avec comme objectifs d'optimisation de minimiser le coût des parties actives et les pertes totales. Les caractéristiques des deux types d'aimants sont données dans le tableau 4.13.

		NdFeB	ferrites
Aimantation des aimants à 100°C (T)	B_R	1	0.3
Champ démagnétisant (kA/m)	H_k	760	250
Masse volumique (kg/m^3)	ρ	7600	4900
Coût (€/kg)		120	30

TAB. 4.13 – Tableau des données relatives aux aimants



(a) (b)

FIG. 4.28 – Comparaison des fronts de Pareto obtenus avec deux types d'aimants ((.) : NdFeB (+) : ferrite) avec comme objectifs de minimiser les pertes totales et le coût des parties actives (a) et zoom de la figure située à gauche (b)

Nous observons sur la figure 4.28 que la courbe représentant les machines avec des aimants en NdFeB croise la courbe représentant les machines avec des aimants en ferrite. En dessous de 10 kW de pertes, les machines avec des aimants en ferrite sont moins coûteuses à mêmes pertes que celles avec des aimants en NdFeB. En effet les dents saturent très rapidement lorsqu'on utilise des aimants en NdFeB (Fig. 4.29). Cette saturation contraint fortement ces machines.

A l'inverse, au delà de 10 kW, lorsqu'on cherche à minimiser le coût, la solution avec des aimants en NdFeB est préférable à celle avec des aimants en ferrites. En effet, à partir de cette valeur, la masse de fer nécessaire et donc le coût est plus important pour les machines en ferrites que pour les machines avec des aimants en NdFeB (Fig. 4.30).

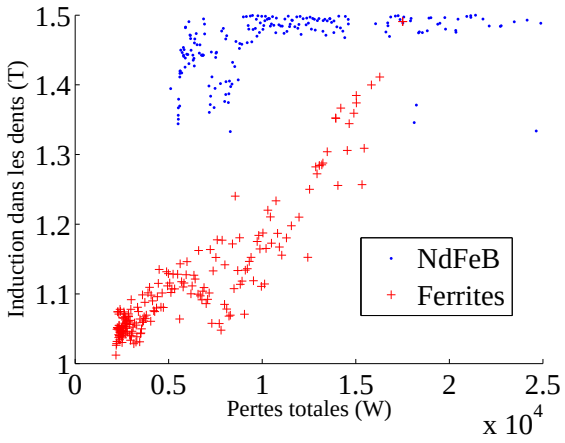
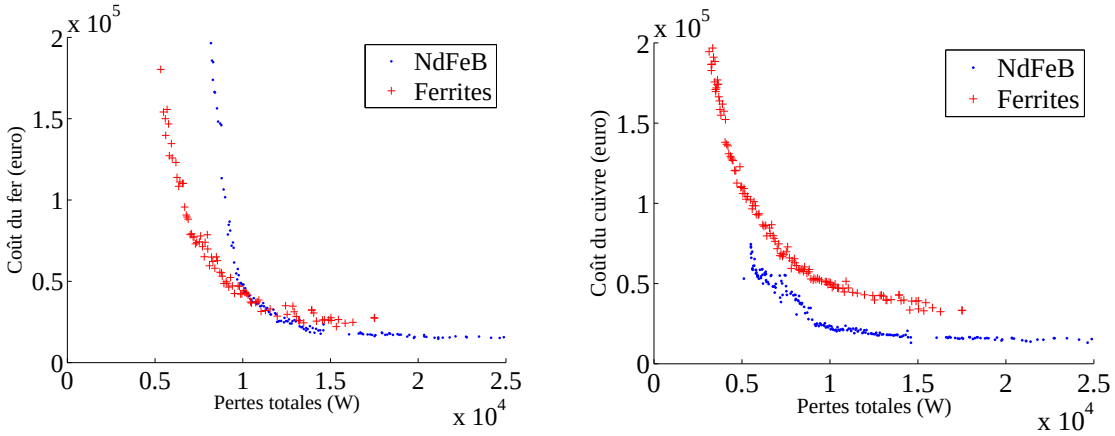


FIG. 4.29 – Comparaison de l'induction dans les dents pour les deux optimisations



(a) (b)

FIG. 4.30 – Coût du fer en fonction des pertes pour les deux optimisations

De plus nous avons besoin d'une plus grande quantité de cuivre avec des aimants en ferrite qu'en NdFeB pour obtenir le même couple, ce qui a pour effet d'augmenter le coût total de la machine. Ceci peut être vu sur les dessins des deux machines de la figure 4.31 où celles utilisant des aimants en NdFeB sont principalement bleues (proportion importante de fer dans la machine) et celles utilisant des aimants ferrites sont plutôt rouges (proportion importante de cuivre dans la machine).

Les dessins des machines sur la figure 4.31 permettent de comparer les dimensions et structures des machines à mêmes pertes faibles (5100 W) et celles au « coût minimal ». Le tableau 4.14 donne le détail des dimensions des machines A_2 et B_2 présentées sur la figure 4.31.

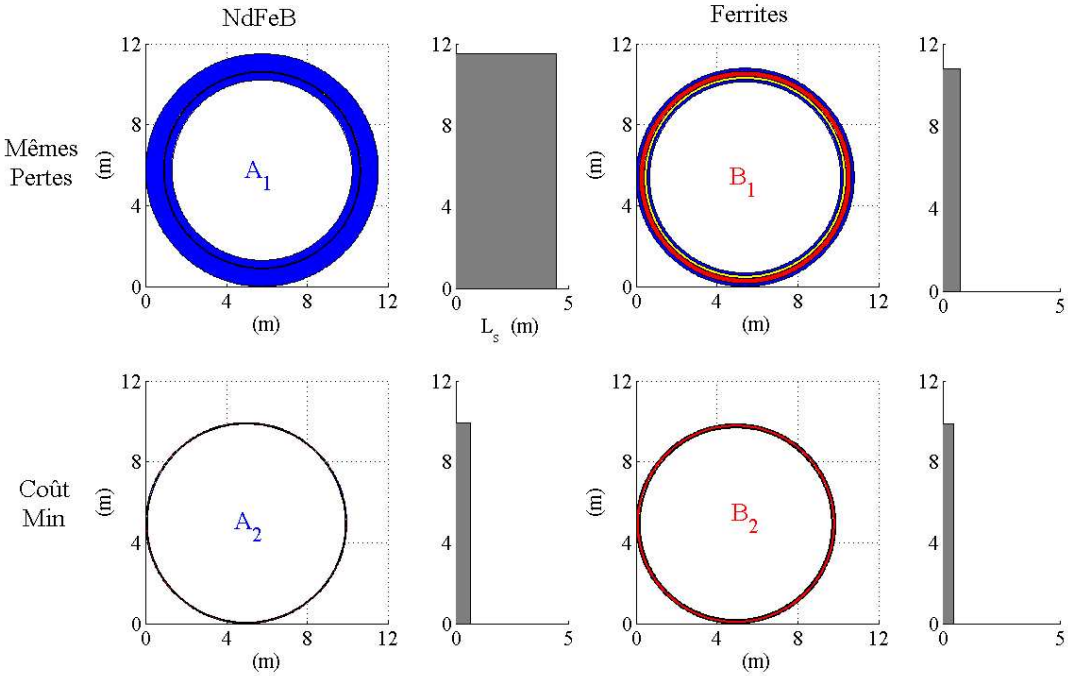


FIG. 4.31 – Comparaison du dimensionnement des machines annotées sur la figure 4.28

	NdFeB	ferrites
Pertes moyennes (kW)	**24,9**	**15,4**
Coût des parties actives (k€)	**69**	**100**
Masse totale (tonnes)	8,1	16,0
Masse de cuivre (tonnes)	2,6	5,6
Masse de fer (tonnes)	5,2	9,1
Masse des aimants (tonnes)	0,3	1,2
Nombre de paires de pôles	333	172
Volume total (m^3)	1,0	2,1
Rayon exterieur (m)	5,0	4,9
Longueur active (m)	0,6	0,5
Rayon d'alésage (m)	4,9	4,8
Hauteur des aimants (m)	0,003	0,029
Pas polaire (m)	0,046	0,087
Entrefer mécanique (mm)	10	10

TAB. 4.14 – Tableau des dimensions des deux machines « minimisant le coût » présentées sur la figure 4.31

4.4.4 Sensibilité au matériau conducteur

Nous étudions dans ce paragraphe l'influence du type de matériau utilisé dans le bobinage. Nous comparons les dimensionnements obtenus avec un bobinage en cuivre ou en aluminium.

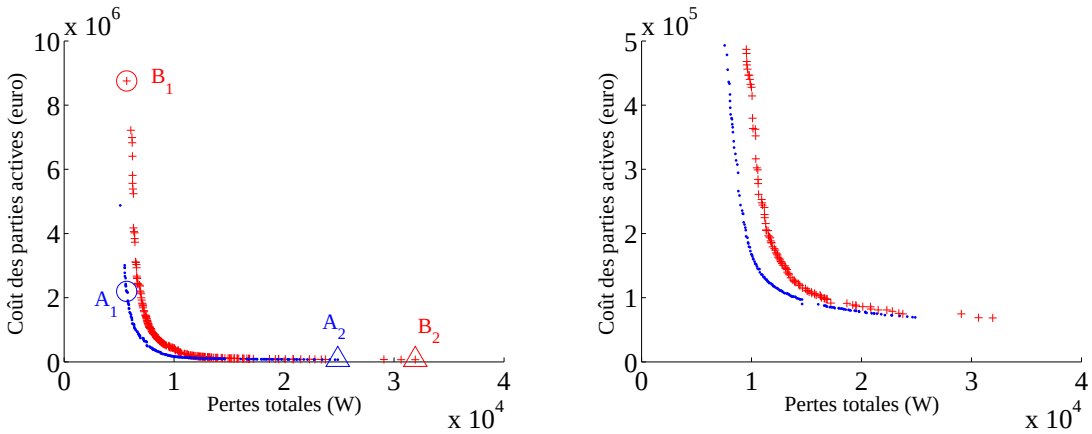
Les masses volumiques, coûts unitaires et résistivités des deux matériaux sont pré-

sentés dans le tableau 4.15.

	Cuivre	Aluminium
Masse volumique (kg/m^3)	8920	2700
Coût unitaire (€/kg)	6	2.83
Résistivité (Ω.m)	1.8 10^8	3 10^8

TAB. 4.15 – Tableau des caractéristiques du cuivre et de l'aluminium

Nous présentons les résultats d'optimisation sous forme de front de Pareto sur la figure 4.32. Les machines dimensionnées avec un bobinage en cuivre ont un coût inférieur (à mêmes pertes) à celles dimensionnées avec un bobinage en aluminium.



(a) (b)

FIG. 4.32 – Comparaison des fronts de Pareto (.) : cuivre (+) : aluminium

Nous présentons les machines à mêmes pertes faibles (5700 W) et à coût minimal sur le front de Pareto (Fig. 4.33) et apportons quelques données concernant les machines minimisant le coût dans le tableau 4.16.

Avec des pertes plus faibles, nous obtenons une machine ayant le même coût et une masse plus faible avec un bobinage en cuivre qu'avec un bobinage en aluminium.

Ainsi l'augmentation de la résistivité de l'aluminium par rapport au cuivre prédomine devant la diminution de la masse volumique et du coût unitaire.

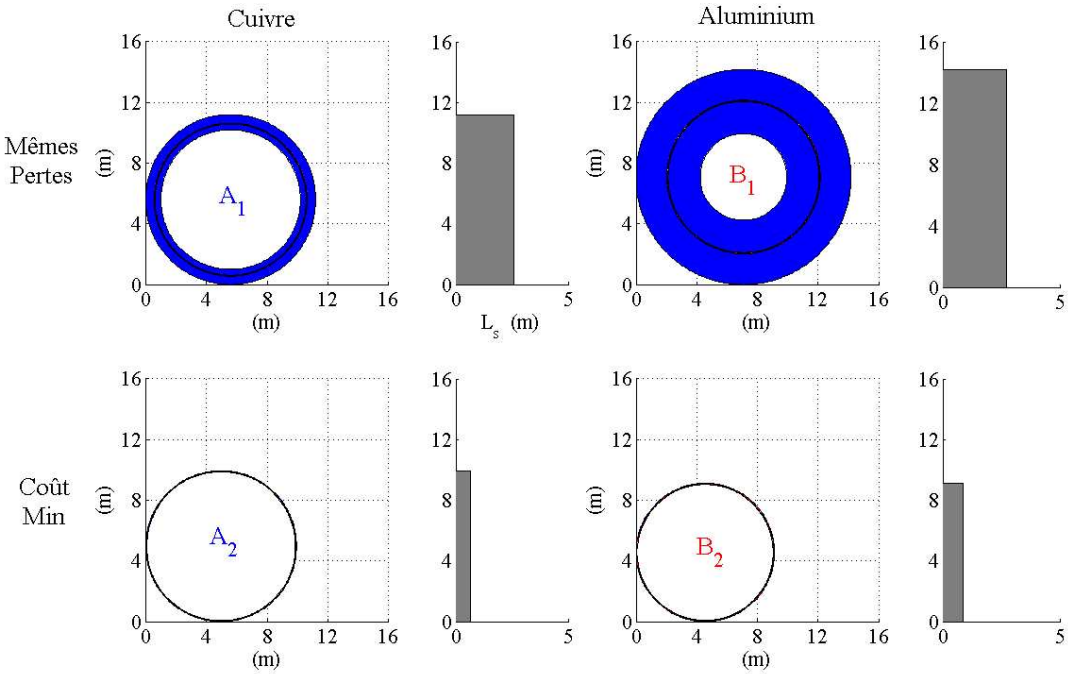


FIG. 4.33 – Comparaison du dimensionnement des machines annotées sur la figure 4.32

	cuivre	aluminium
Pertes moyennes (kW)	**24,9**	**31,9**
Coût des parties actives (k€)	**69**	**68**
Masse totale (tonnes)	8,1	9,4
Masse du bobinage (tonnes)	2,6	1,2
Masse de fer (tonnes)	5,2	7.8
Masse des aimants (tonnes)	0,3	0,3
Nombre de paires de pôles	333	335
Volume total (m^3)	1,0	1,5
Rayon extérieur (m)	5,0	4,6
Longueur active (m)	0,6	0,9
Rayon d'alésage (m)	4,9	4,5
Hauteur des aimants (m)	0,003	0,003
Pas polaire (m)	0,046	0,042
Entrefer mécanique (mm)	10	9

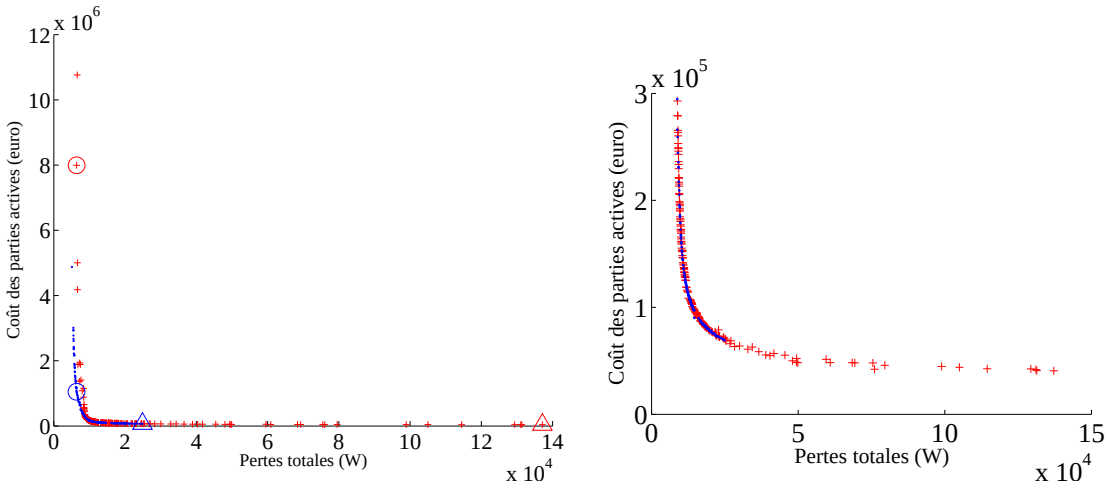
TAB. 4.16 – Tableau des dimensions des deux machines minimisant le coût présentées sur la figure 4.33

4.4.5 Sensibilité au coefficient d'échange thermique

Une température excessive dans la machine peut être la cause de l'accélération du vieillissement des isolants électriques et de pertes d'aimantation partielles mais non réversibles voire totales et ainsi détériorer la machine.

Afin d'analyser la réaction du système à ce paramètre, nous avons réalisé une étude

de sensibilité. Le mode de refroidissement conditionne l'échauffement et les pertes admissibles. Il joue donc un rôle important dans le dimensionnement, c'est pourquoi nous avons réalisé une étude de sensibilité sur le coefficient de refroidissement externe. Nous comparons ainsi les résultats de dimensionnement pour deux types de refroidissement. Nous avons choisi de comparer un refroidissement en convection naturelle ($\alpha_{th} \approx 10$ W.m^{-2}K) et un refroidissement par ventilation forcée ($\alpha_{th} \approx 100$ W.m^{-2}K), α_{th} étant, on le rappelle, le coefficient d'échange thermique surfacique.



(a) (b)

FIG. 4.34 – Comparaison des fronts de Pareto obtenus avec deux valeurs du coefficient de refroidissement (.) : $\alpha_{th} = 10$ W.m^{-2}K (+) : $\alpha_{th} = 100$ W.m^{-2}K

Les dessins des machines sur la figure 4.35 permettent de comparer les dimensions et structures des machines à mêmes pertes faibles (6400 W) et celles au « coût minimal ».

	$\alpha_{th} = 10$ W.m^{-2}K	$\alpha_{th} = 100$ W.m^{-2}K
Pertes moyennes (kW)	**24,9**	**135,6**
Coût des parties actives (k€)	**69**	**41**
Masse totale (tonnes)	8,1	3,6
Masse de cuivre (tonnes)	2,6	0,7
Masse de fer (tonnes)	5,2	2,6
Masse des aimants (tonnes)	0,3	0,2
Nombre de paires de pôles	333	398
Volume total (m^3)	1,0	0,4
Rayon extérieur (m)	5,0	4,1
Longueur active (m)	0,6	0,8
Rayon d'alésage (m)	4,9	4,0
Hauteur des aimants (m)	0,003	0,002
Pas polaire (m)	0,046	0,032
Entrefer mécanique (mm)	10	8

TAB. 4.17 – Tableau des dimensions des deux machines présentées sur la figure 4.35

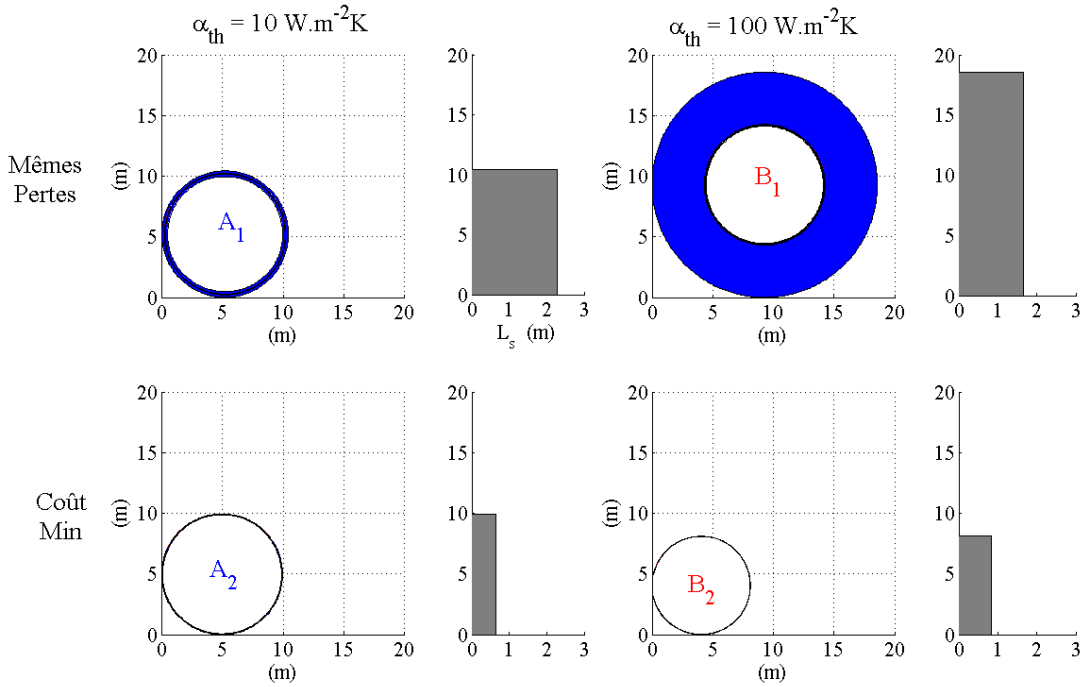


FIG. 4.35 – Comparaison du dimensionnement des machines avec deux valeurs du coefficient d'échange thermique

Les machines A_2 et B_2, machines aux coût minimal et donc aux pertes maximales sur le front de Pareto, n'admettent pas les mêmes pertes. La machine admet seulement 25 kW de pertes avec un refroidissement naturel, alors qu'avec un refroidissement forcé, elle admet 137 kW de pertes ce qui affecterait plus sérieusement le rendement. En multipliant le coefficient d'échange thermique par 10, les pertes maximum sont multipliées par 5. Cependant la multiplication par 10 du coefficient d'échange thermique n'a réduit la masse et le coût minimum de la machine que d'un facteur 2.3 (41 k€ au lieu de 69 k €).

La limite d'échauffement est atteinte pour un refroidissement naturel pour quelques machines minimisant le coût et elle n'est pas atteinte pour un refroidissement forcé. En revanche la contrainte de saturation dans les dents est très vite atteinte pour les deux types de refroidissement. Cette contrainte est donc plus forte que celle d'échauffement.

Notons qu'il y a un surcoût dû a refroidissement forcé non négligeable ainsi qu'une surconsommation, non pris en compte ici.

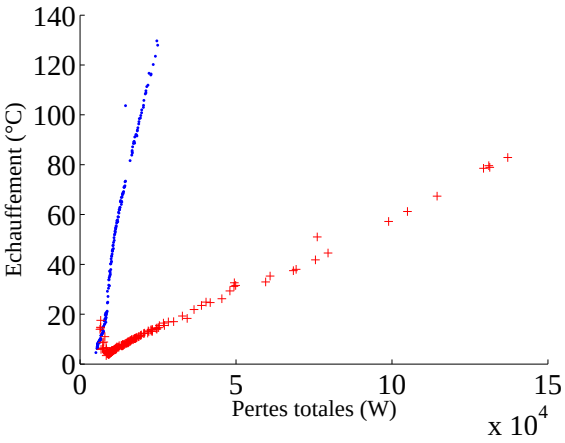


FIG. 4.36 – Comparaison de l'échauffement (a) et de l'induction dans les dents (b) en fonction des pertes totales pour les deux valeurs du coefficient d'échauffement : (.) : α_{th} = 10 $Wm^{-2}K$ (+) : α_{th} = 100 $Wm^{-2}K$

4.5 Sensibilité au coût spécifique des matières premières

Nous avons présenté les études de sensibilité vis à vis de quelques paramètres propres à la machine. Dans ces études nous avons pris comme objectifs d'optimisation de minimiser les pertes totales et le **coût** des parties actives. Ce dernier nous semble le plus pertinent vis à vis de notre étude. Cependant le coût des matières premières fluctue et une étude de sensibilité est nécessaire [Pol05] [Pol07].

Dans les études précédentes, nous avons considéré 3 €/kg pour le fer, 6 €/kg pour le cuivre et enfin 120 €/kg pour les aimants (NdFeB). Nous modifions tout d'abord uniquement le prix des aimants (toujours en NdFeB) et les fixons à 30 €/kg (Fig. 4.37). Puis nous modifions le prix du cuivre à 12 €/kg et gardons un coût des aimants de 120 €/kg (Fig. 4.39) et enfin nous fixons dans la dernière étude le coût du fer de 6 €/kg (Fig. 4.41).

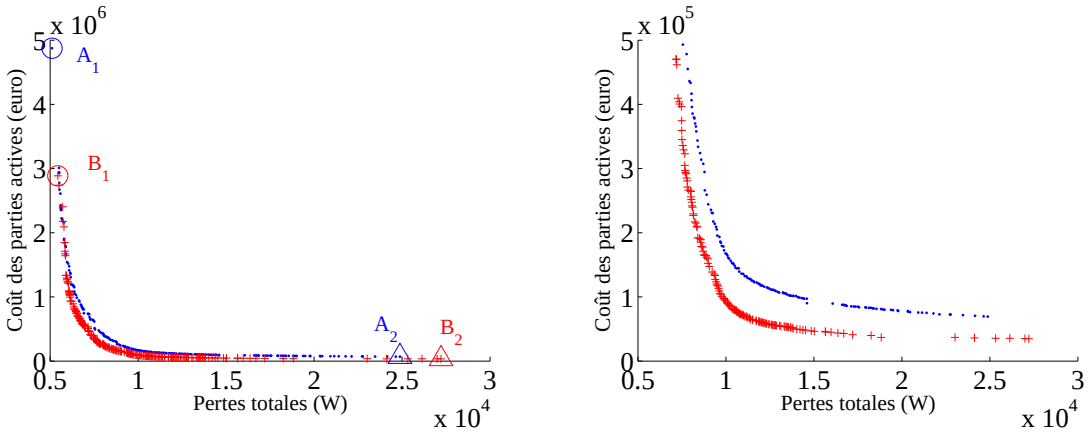
Coût unitaire (€/kg)	(.)	(+)	(x)	(*)
Cuivre	6	6	12	6
Aimants	120	30	120	120
Fer (€/kg)	3	3	3	6

TAB. 4.18 – Tableau récapitulant le prix des matières premières fixé pour chaque étude

Sensibilité au coût des aimants

Nous présentons tout d'abord l'étude relative à la sensibilité du coût des aimants. La figure 4.37 présente les résultats sous forme de front de Pareto. La courbe (.) correspond au dimensionnement avec des aimants à 120 €/kg et la courbe (+) à des aimants ayant un coût de 30 €/kg.

Ensuite nous comparons les dimensions et coûts des machines aux extremums (Fig. 4.38). Les pertes totales dans les machines A_1 et B_1 sont respectivement 5100 W et 5400 W.



(a) (b)

FIG. 4.37 – Comparaison des fronts de Pareto suivant le prix des aimants

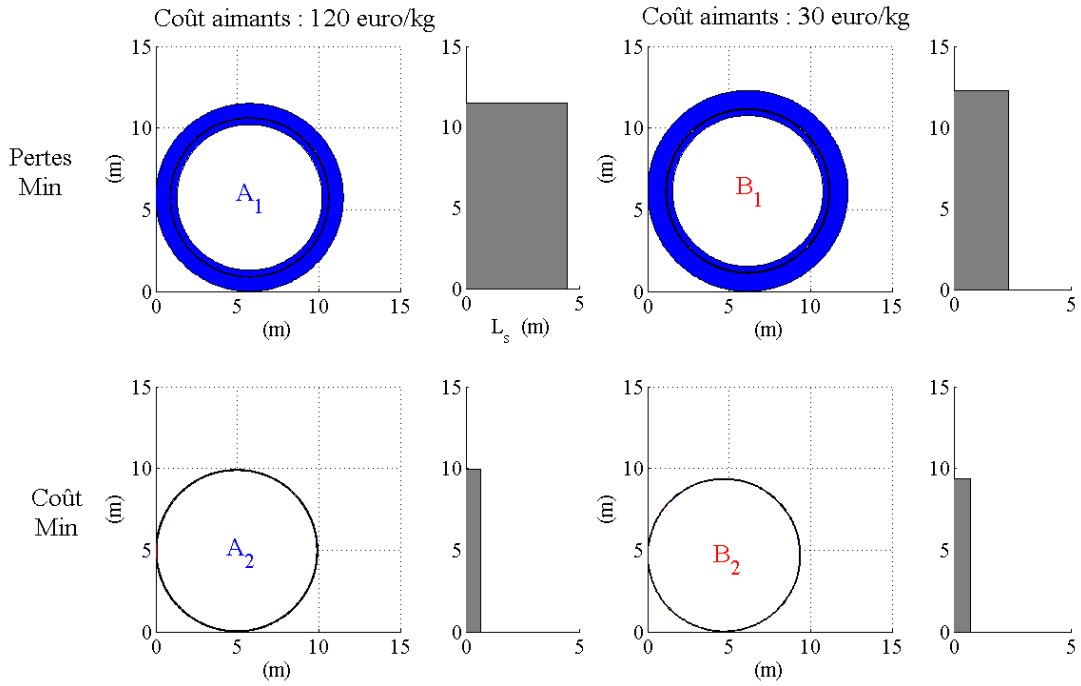


FIG. 4.38 – Comparaison du dimensionnement des machines suivant le prix des aimants

Les machines les moins coûteuses sont bien sûr obtenues pour le plus faible coût unitaire. Lorsqu'on compare les dimensions des machines ayant le plus faible coût, le volume d'aimants est augmenté lorsqu'on diminue le coût des aimants mais la masse totale est diminuée. La part du coût des aimants dans le coût total est important et influence sensiblement l'optimisation.

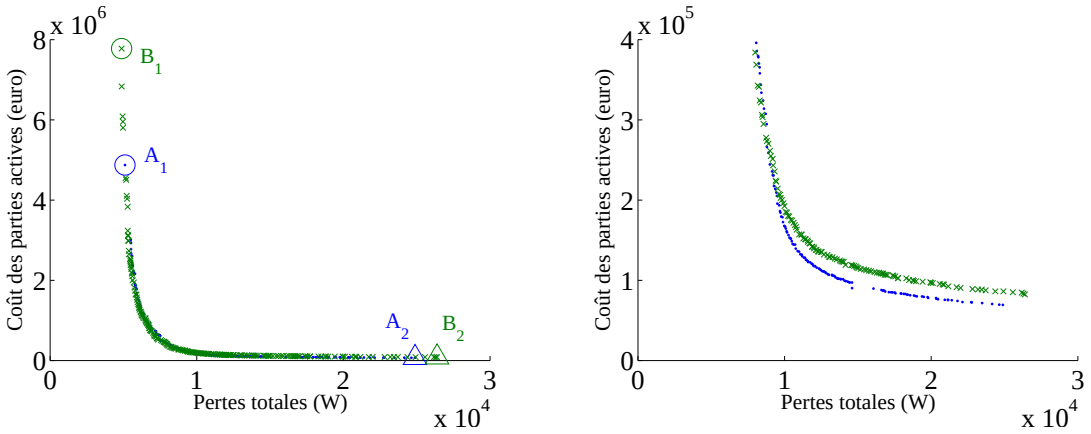
La diminution du coût unitaire des aimants a plus réduit la masse de cuivre et de fer que celles des aimants car leurs coûts prennent alors relativement au coût des aimants plus d'importance.

	120 €/kg	30 €/kg
Pertes moyennes (kW)	**24,9**	**25,2**
Coût des parties actives (k€)	**69**	**35**
Masse totale (tonnes)	8,1	6,2
Masse de cuivre (tonnes)	2,6	1,7
Masse de fer (tonnes)	5,2	4,1
Masse des aimants (tonnes)	0,3	0,4
Nombre de paires de pôles	333	342
Volume total (m^3)	1,0	0,8
Rayon extérieur (m)	5,0	4,7
Longueur active (m)	0,6	0,7
Rayon d'alésage (m)	4,9	4,6
Hauteur des aimants (m)	0,003	0,004
Pas polaire (m)	0,046	0,043
Entrefer mécanique (mm)	10	9

TAB. 4.19 – Tableau des dimensions des deux machines minimisant le coût présentées sur la figure 4.38

Sensibilité au coût du cuivre

Ensuite nous modifions le coût du cuivre et comparons les dimensionnements (Fig. 4.39).



(a) (b)

FIG. 4.39 – Comparaison des fronts de Pareto suivant le prix du cuivre

Le front de Pareto obtenu pour un coût unitaire du cuivre de 6 €/kg est évidemment situé en dessous de celui obtenu avec un coût unitaire de 12 €/kg.

Lorsqu'on compare les optimisations à l'extremum minimisant le coût, l'optimisation cherche à minimiser la masse et donc le coût du cuivre lorsqu'on augmente son coût unitaire. Cependant afin de pouvoir fournir le couple demandé, une quantité minimale de cuivre est nécessaire et il n'est pas favorable d'augmenter la quantité d'aimants vu

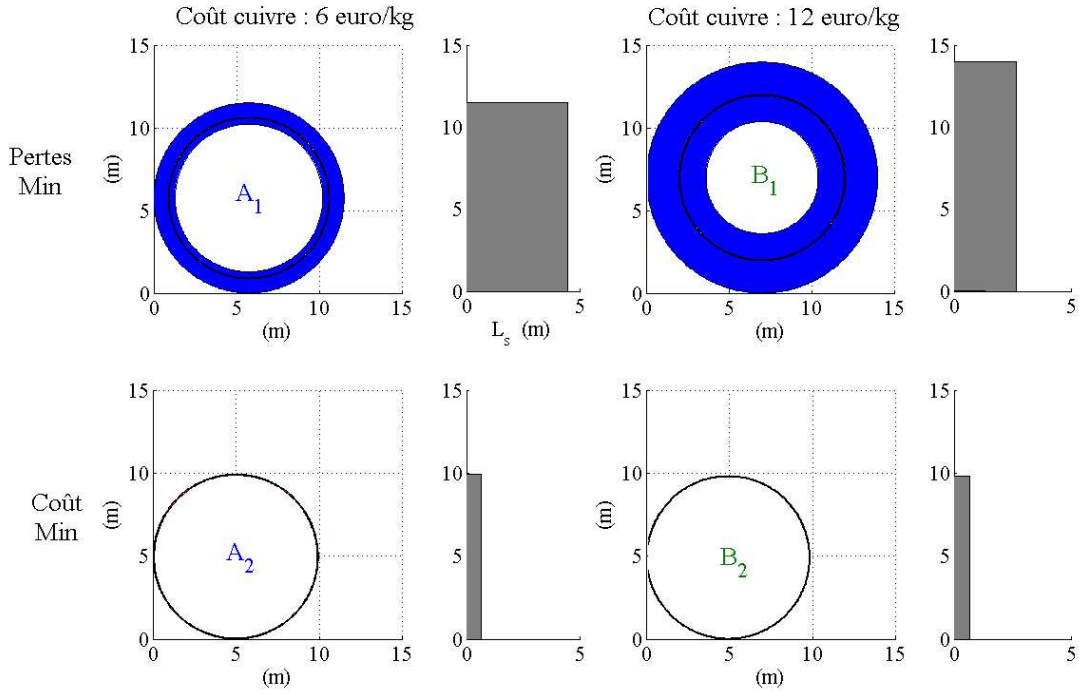


FIG. 4.40 – Comparaison du dimensionnement des machines suivant le prix du cuivre aux extremums du front de Pareto et pour un valeur intermédiaire

	6 euro/kg	12 euro/kg
Pertes moyennes (kW)	**24,9**	**24,4**
Coût des parties actives (k€)	**69**	**82**
Masse totale (tonnes)	8,1	6,8
Masse de cuivre (tonnes)	2,6	1,8
Masse de fer (tonnes)	5,2	4,6
Masse des aimants (tonnes)	0,3	0,4
Nombre de paires de pôles	333	342
Volume total (m^3)	1,0	0,8
Rayon extérieur (m)	5,0	4,9
Longueur active (m)	0,6	0,7
Rayon d'alésage (m)	4,9	4,9
Hauteur des aimants (m)	0,003	0,004
Pas polaire (m)	0,046	0,045
Entrefer mécanique (mm)	10	10

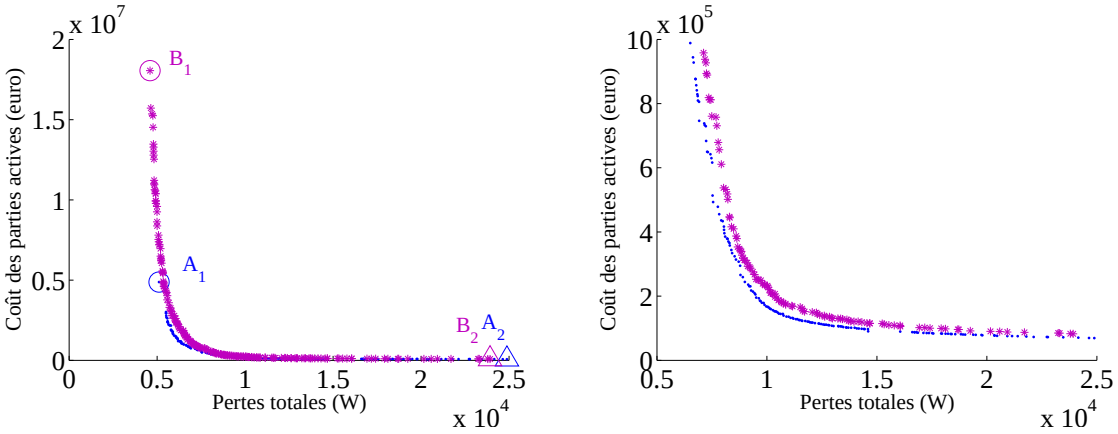
TAB. 4.20 – Tableau des dimensions des deux machines présentées sur la figure 4.40

son coût unitaire. La structure de la machine est donc peu modifiée. Il faudrait des coûts unitaires de cuivre et d'aimants similaires pour observer un réel changement de la structure.

Les pertes totales dans les machines A_1 et B_1 sont respectivement 5100 W et 4800 W.

Sensibilité au coût du fer

On évalue les effets d'un passage de 3 €/kg à 6 €/kg pour le matériau ferromagnétique.



(a) (b)

FIG. 4.41 – Comparaison des fronts de Pareto suivant le prix du fer

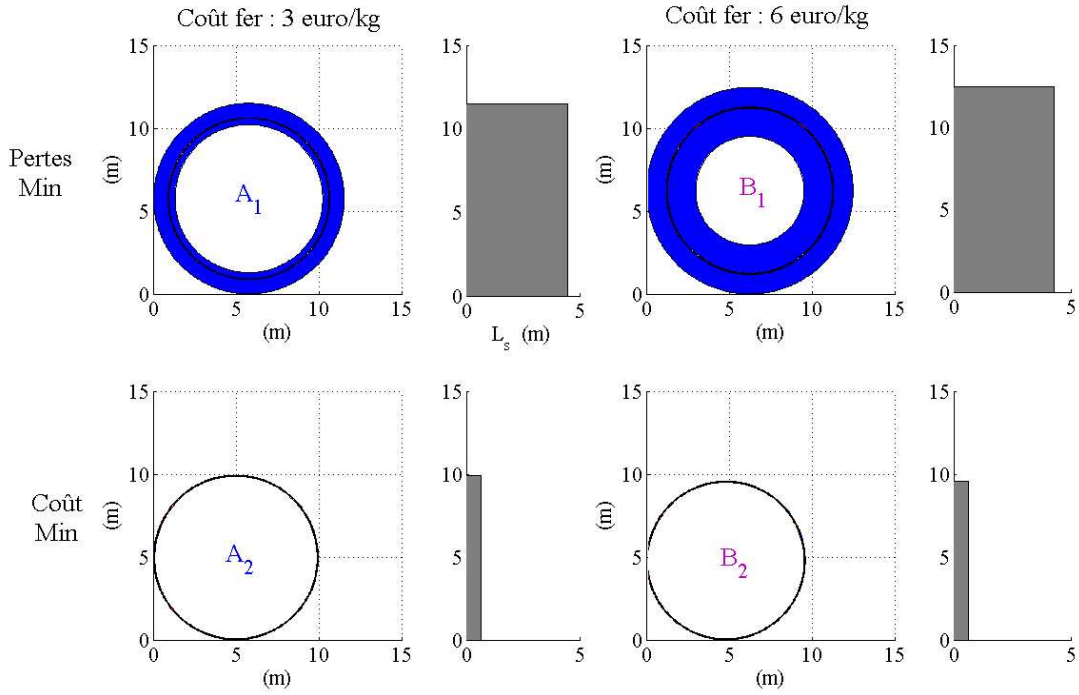


FIG. 4.42 – Comparaison du dimensionnement des machines suivant le prix du fer aux extremums du front de Pareto

Avec un prix équivalent du cuivre et du fer, les répartitions de matière des deux machines à l'extremum minimisant le coût des parties actives sont très similaires. La masse totale est légèrement diminuée pour une augmentation sensible du coût total.

	3 €/kg	6 €/kg
Pertes moyennes (kW)	**24,9**	**21,6**
Coût des parties actives (k€)	**69**	**83**
Masse totale (tonnes)	8,1	7,5
Masse de cuivre (tonnes)	2,6	2,4
Masse de fer (tonnes)	5,2	4,8
Masse des aimants (tonnes)	0.3	0.3
Nombre de paires de pôles	333	392
Volume total (m^3)	1,0	0,9
Rayon extérieur (m)	5,0	4,8
Longueur active (m)	0,6	0,6
Rayon d'alésage (m)	4,9	4,7
Hauteur des aimants (m)	0,003	0,004
Pas polaire (m)	0,046	0,038
Entrefer mécanique (mm)	10	10

Tab. 4.21 – Tableau des dimensions des deux machines « minimisant le coût » présentées sur la figure 4.42

Cependant la répartition des coûts des matières actives est modifiée. La part de la masse du fer et celle du cuivre sont égales lorsqu'on a un coût du fer de 3 €/kg alors que la part du coût du fer représente le double du coût du cuivre. L'augmentation du coût unitaire du fer à 6 €/kg a également engendré une augmentation du nombre de paires de pôles, l'algorithme cherchant davantage à minimiser le coût du fer en minimisant la hauteur des culasses.

4.6 Étude de sensibilité du dimensionnement vis à vis de la ressource

L'étude de sensibilité relative à la « houle » est réalisée sur différents cycles de houle. Cette étude est fondamentale car il est nécessaire de déterminer l'état de mer le plus dimensionnant. Pour cela nous avons généré des houles aléatoires et calculé le mouvement du système SEAREV. Le mode de contrôle utilisé ici est un amortissement optimal constant.

4.6.1 Étude de sensibilité du dimensionnement vis à vis de l'état de mer

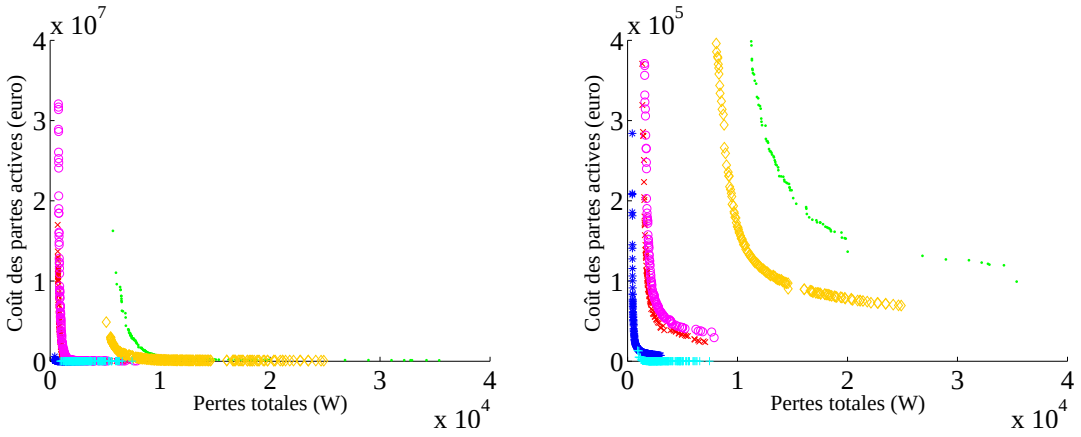
Nous savons que suivant l'état de mer, le potentiel énergétique de la mer est plus ou moins important. Le système SEAREV aura des mouvements et un couple plus ou moins importants suivant ces états de mer. Le dimensionnement de la machine sera différent suivant les cycles de houle choisis. Nous comparerons les dimensionnements des machines pour quelques états de mer plus ou moins énergétiques. Le tableau 4.22 présente les puissances récupérées ainsi que les vitesses et couples du volant pour ces différents états

de mer.

	T_p= 4 s H_s= 1 m	T_p= 6 s H_s= 1 m	T_p= 8 s H_s= 3 m	T_p= 9 s H_s= 3 m	T_p= 15 s H_s= 3 m	T_p= 17 s H_s= 4 m
$<P>_{opt}$ (kW)	7	22	238	164	23	25
$\widehat{P}$ (kW)	77	261	2306	1583	370	226
$\hat{\theta}$ (rad)	0,3	0,3	0,9	0,8	0,4	0,3
$\hat{\dot{\theta}}$ (tr/min)	3	3	8	7	4	3
C_{Reff} (kN.m)	63	225	868	687	251	263
$\hat{C_R}$ (kN.m)	216	773	2701	2136	1010	789

TAB. 4.22 – Tableau des données relatives aux différents états de mer étudiés

Nous présentons les fronts de Pareto obtenus lorsque l'on prend comme objectifs de minimiser les pertes totales et le coût des parties actives (Fig. 4.43).



(a) (b)

FIG. 4.43 – Comparaison des fronts de pareto obtenus pour différents états de mer (*) : $Tp = 4$ s - $H_s = 1$ m) ; (x) : $Tp = 6$ s - $H_s = 1$ m ; (.) : $Tp = 8$ s - $H_s = 3$ m ; (o) : $Tp = 15$ s - $H_s = 3$ m ; (+) : $Tp = 17$ s - $H_s = 4$ m ; (Δ) : $Tp = 9$ s - $H_s = 3$ m

Le coût et les dimensions des machines optimisées (à mêmes pertes) sont d'autant plus importants que l'amplitude des vitesses et couples est importante. Or ces cycles couple-vitesse varient suivant la sollicitation (flotteur plus ou moins résonance avec la houle, potentiel énergétique de la houle). On obtient donc des machines avec un coût plus important pour un état de mer ($T_p = 8$ s - $H_s = 3$ m) que ($T_p = 4$ s - $H_s = 1$ m). Cependant on récupère beaucoup plus lorsqu'on a un état de mer de caractéristiques ($T_p = 8$ s - $H_s = 3$ m) que ($T_p = 4$ s - $H_s = 1$ m). La figure 4.44 présente les fronts de Pareto pour ces deux houles.

Les fronts de Pareto nous présentent un grand nombre de possibilités de machines pour un état de mer donnée. Pour chaque état de mer, c'est ensuite un compromis entre les performances et le coût de la machine qui doit être réalisé. En effet si l'on accepte des

pertes importantes, la machine aura des dimensions et donc un coût relativement bas et inversement.

Nous comparons maintenant les dimensions des machines, aux extremums des fronts de Pareto (Fig. 4.44), pour ces états de mer, à savoir pour un état de caractéristiques (B : $T_p = 8$ s $H_s = 3$ m) et (A : $T_p = 4$ s $H_s = 1$ m). L'indice 1 correspond aux machines à pertes minimales et l'indice 2 aux machines à coût minimal.

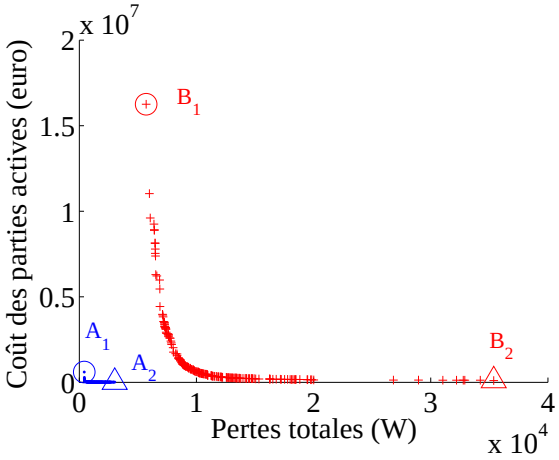


FIG. 4.44 – Dimensionnements présentés sous forme de fronts de Pareto pour deux états de mer ($T_p = 4$ s et $H_s = 1$ m - $T_p = 8$ s et $H_s = 3$ m) obtenus avec un contrôle à amortissement optimal

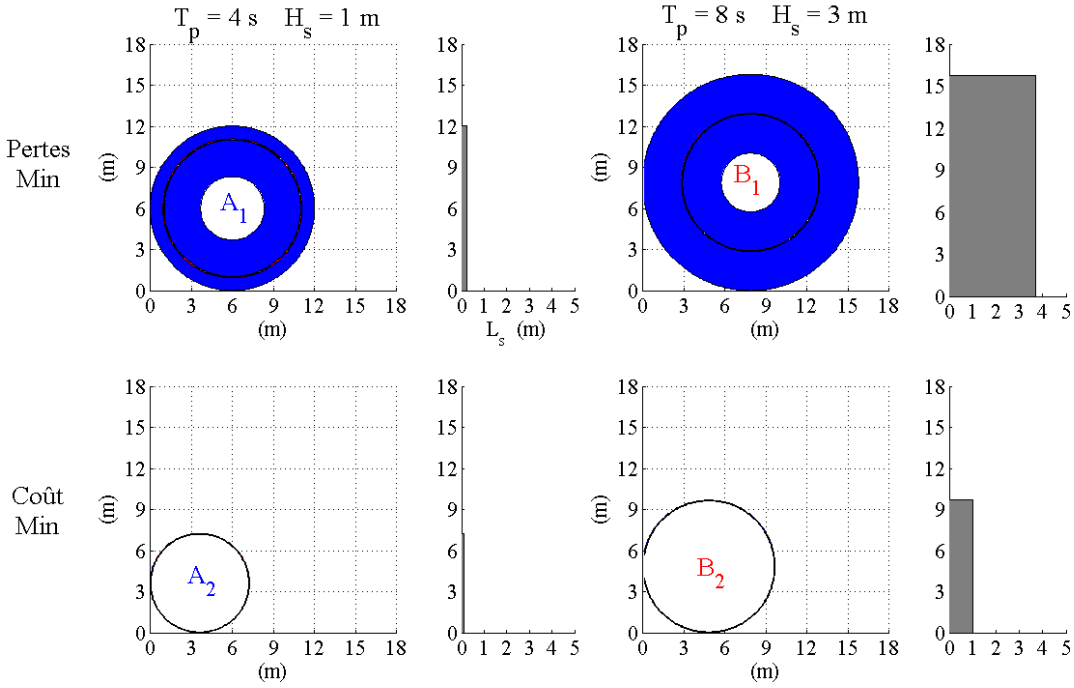


FIG. 4.45 – Comparaison des dimensions des machines aux extremums

	$T_p = 4$s $H_s = 1$m	$T_p = 8$s $H_s = 3$m
Pertes moyennes (kW)	**3**	**22,6**
Coût des parties actives (k€)	**7**	**99**
Masse totale (tonnes)	0,8	12,6
Masse de cuivre (tonnes)	0,3	3,1
Masse de fer (tonnes)	0,5	9,1
Masse des aimants (tonnes)	0,03	0,4
Nombre de paires de pôles	387	370
Volume total (m^3)	0,1	1,6
Rayon extérieur (m)	3,6	4,8
Longueur active (m)	0,1	1,0
Rayon d'alésage (m)	3,6	4,8
Hauteur des aimants (m)	0,003	0,003
Pas polaire (m)	0,03	0,04
Entrefer mécanique (mm)	7	10

TAB. 4.23 – Tableau des dimensions des deux machines présentées sur la figure 4.45

Le front de Pareto correspondant à l'état de mer $H_s = 1$ m - $T_p = 4$ s est situé en dessous du front correspondant à l'état de mer $H_s = 3$ m - $T_p = 8$ s car ce dimensionnement a été réalisé sur un cycle de houle peu énergétique. Il est donc peu probable que cette machine représente la machine la mieux adaptée au système SEAREV, soumis à tous types de houle. En effet, lorsqu'elle sera soumise à une houle fortement énergétique, il est probable que les contraintes magnétiques et d'échauffement soient respectées.

Il faudrait donc optimiser la machine sur l'état de mer le plus dimensionnant. Cependant nous ne savons pas comment être certain qu'un état de mer est dimensionnant pour notre site et notre système hydrodynamique. Mais nous reprendrons ce problème dans le paragraphe 4.6.3.

4.6.2 Robustesse de la machine électrique vis à vis de la houle

Nous avons vu dans le paragraphe précédent que le dimensionnement de la génératrice électromagnétique était sensible à l'état de mer et nous avons commencé à aborder le problème de la robustesse de la machine. En effet une fois la machine choisie, suivant un état de mer donné et pour une certaine valeur de pertes sur le cycle de houle choisi, cette machine devra subir un ensemble d'états de mer et récupérer au mieux pour cet ensemble d'états de mer.

Afin d'estimer la robustesse de la machine, nous avons adopté la démarche suivante. Nous avons réalisé des dimensionnements sur différents états de mer. Nous comparons les dimensions et performances de la machine aux extremums des fronts de Pareto. Ensuite nous analysons le comportement (plus particulièrement la violation des contraintes d'échauffement, de saturation de désaimantation) de la machine déterminée dans un état de mer donné admettant une certaine valeur de pertes totales lorsqu'on la soumet à un état de mer différent.

Pour illustrer ceci, le tableau 4.24 indique les valeurs des contraintes lorsque l'on

soumet la machine dimensionnée sur une houle (T_p = 4 s - H_s = 1 m) (minimisant le coût) à des houles de caractéristiques : (T_p = 4 s H_s = 1 m), (T_p = 6 s H_s = 1 m), (T_p = 8 s H_s = 3 m), (T_p = 9 s H_s = 3 m), (T_p = 15 s H_s = 3 m), (T_p = 17 s H_s = 4 m).

Les contraintes sont toujours les mêmes (cf. paragraphe 4.2). Ainsi nous observons rapidement, dans le tableau 4.24, que la contrainte d'échauffement est violée dès que l'on soumet cette machine à des houles plus énergétiques.

État de mer	échauffement (°C)	B_{cuE} (T)	B_{cuI} (T)	B_{dT} (T)	H_i kA/m
T4 H1	134,0	1,40	1,38	1,49	173120
T6 H1	1593,1	2,9	2,8	3,0	586490
T8 H3	24174,0	8,4	8,3	9,0	2158400
T9 H3	15087,0	6,9	6,7	7,3	1714040
T15 H3	2005,0	3,7	3,6	3,9	809998
T17 H4	2177,4	3,0	3,0	3,2	627840

TAB. 4.24 – Tableau présentant les contraintes dans la machine dimensionnée sur une houle de hauteur 1 m et de période pic 4 s minimisant les coûts

La machine a été dimensionnée pour un état de mer donné et est donc en limite des contraintes pour cet état de mer. Lorsque la machine est soumise à des houles plus fortes, les contraintes sont alors violées. Cependant nous avons choisi ici une machine dimensionnée sur un état de mer faiblement énergétique. Si nous prenons maintenant une machine dimensionnée sur état de mer de caractéristique T_p = 9 s et H_s = 3 m (Tab. 4.25), la machine ne viole les contraintes que pour l'état de mer T_p = 8 s et H_s = 3 m. Et nous savons que l'on peut adapter la commande de la machine de façon à respecter les contraintes. Cela implique plus de pertes. On peut alors passer en **mode dégradé**.

État de mer	échauffement (°C)	B_{cuE} (T)	B_{cuI} (T)	B_{dT} (T)	H_i kA/m)
T4 H1	4,3	0,8	0,7	0,8	20110
T6 H1	15,5	0,9	0,9	1,0	68120
T8 H3	200,8	1,6	1,5	1,7	250680
T9 H3	127,9	1,4	1,3	1,5	199070
T15 H3	18,9	1,0	1,0	1,1	94080
T17 H4	19,6	0,9	0,9	1,0	72920

TAB. 4.25 – Tableau présentant les contraintes dans la machine dimensionnée sur une houle de hauteur 3 m et de période pic 9 s minimisant les coûts

Ensuite nous avons calculé les pertes dans cette génératrice lorsqu'elle est soumise à des états de mer différents de l'état de mer pour lequel elle a été dimensionnée et ainsi déterminé la puissance récupérée en tenant compte des pertes dans la machine : nous calculons la puissance récupérable sur un état de mer donné à partir des profils couple-vitesse et soustrayions à cette puissance les pertes dans la machine (ce qui peut amener à des valeurs négatives). Les cycles couple-vitesse sont obtenus avec un amortissement optimal constant. Nous avons appliqué cette démarche pour différents états de mer. Ainsi

on peut estimer la puissance récupérée dans la machine si l'on choisit une génératrice dimensionnée sur un état de mer peu énergétique ou bien très énergétique.

Nous récapitulons les résultats de cette étude dans le tableau 4.27. Nous avons donc tout d'abord dimensionné les machines sur six états de mer puis déterminé les dimensions des machines aux extremums (pertes minimales et coût minimum) et calculé leur coût. Le tableau 4.26 présente le coût des machines suivant la houle avec laquelle elles ont été dimensionnées. Par exemple, la machine dimensionnée sur un état T_p= 8 s H_s= 3 m et minimisant le coût sur le front de Pareto a un coût d'environ 99 k€.

Ensuite nous avons soumis ces douze machines aux différents états de mer et déterminé les pertes dans les machines ainsi que les puissance récupérées. Par exemple une machine dimensionnée sur une houle de caractéristique T_p= 9 s - H_s= 3 m, ayant le « coût minimal » sur le front de Pareto, et soumise à une houle de caractéristiques T_p=8 s - H_s=3 m permet de récupérer 199 kW alors qu'une machine dimensionnée sur ce dernier état de mer et minimisant également le coût permettra de récupérer 203 kW. La différence de puissance récupérée est assez faible par rapport à la différence de coût entre les deux machines.

T_p= 4 s H_s= 1 m	T_p= 6 s H_s= 1 m	T_p= 8 s H_s= 3 m	T_p= 9 s H_s= 3 m	T_p= 15 s H_s= 3 m	T_p= 17 s H_s= 4 m
7272	23804	99230	69395	29414	25842

Tab. 4.26 – Tableau présentant le coût des machines en € suivant la houle sur laquelle elle a été dimensionnée pour les machines minimisant le coût

dim. s/ : \ soumise à	T_p= 4 s H_s= 1 m	T_p= 6 s H_s= 1 m	T_p= 8 s H_s= 3 m	T_p= 9 s H_s= 3 m	T_p= 15 s H_s= 3 m	T_p= 17 s H_s= 4 m
T_p=4 s H_s=1 m	**3645**	-13878	-307150	-176790	-22261	-23895
T_p=6 s H_s=1 m	5848	**14984**	133210	97839	14097	15698
T_p=8 s H_s=3 m	5851	19235	**202720**	140880	19574	21644
T_p=9 s H_s=3 m	5831	19025	199050	**138610**	19286	21387
T_p=15 s H_s=3 m	5897	15745	145740	105570	**15084**	16726
T_p=17 s H_s=4 m	5919	16459	155610	111830	15950	**17755**

Tab. 4.27 – Tableau présentant les puissances récupérées (en W) pour des machines dimensionnées sur différents états de mer « minimisant le coût » lorsqu'elles sont soumises à différents états de mer (en tenant compte des pertes dans la machine)

Enfin si on estime qu'une houle de hauteur significative 3 m et de période pic 8 s est dimensionnante pour notre système, car l'ensemble $\{flotteur + pendule\}$ a été optimisé

pour récupérer au mieux pour cette houle (car c'est l'état de mer dont l'occurrence d'apparition est la plus grande), on peut supposer qu'il est suffisant de dimensionner la génératrice électrique pour cette houle.

Cependant cette hypothèse est forte et doit être vérifiée. Il nous faut donc réaliser un dimensionnnement sur une année. Cette étude fait l'objet du prochain paragraphe.

4.6.3 Dimensionnement sur une année

Nous avons vu que le dimensionnement de la génératrice électromagnétique est sensible à l'état de mer auquel le système est soumis. Cependant le système est soumis tout au long de l'année à une suite d'états de mer plus ou moins énergétiques et la machine doit être dimensionnée de façon à récupérer au mieux sur toute l'année sans être surdimensionnée [Bab06a].

On peut supposer qu'un dimensionnement effectué sur une houle caractéristique d'un site et pour laquelle le houlogénérateur a été dimensionné, permettra d'avoir une idée proche de l'optimum.

Afin de voir si cette hypothèse est juste ou non, nous avons dimensionné la génératrice électromagnétique pour toutes les houles apparaissant sur le site de l'île d'Yeu en pondérant les pertes totales par la probabilité d'apparition de chaque état de mer.

La figure 4.46 illustre la démarche adoptée.

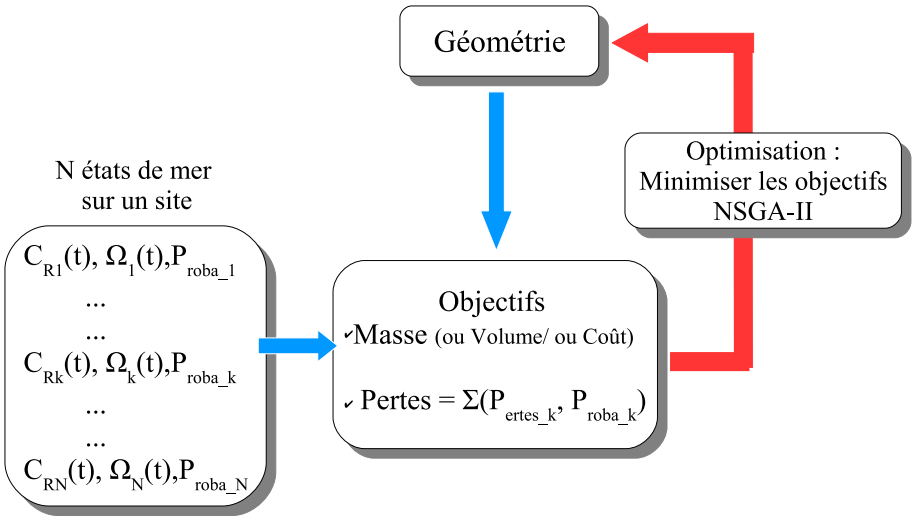
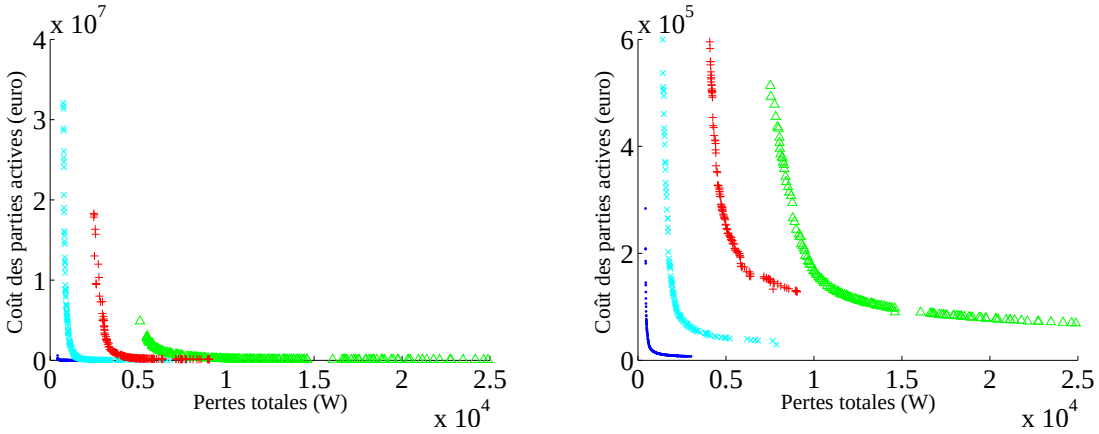


FIG. 4.46 – Synoptique de dimensionnement sur une année

Nous cherchons à optimiser la géométrie de la machine avec toujours les mêmes objectifs contradictoires qui sont de minimiser le coût des parties actives ainsi que les pertes sur toutes les houles apparaissant sur une année sur un site donné. Pour chaque état de mer k apparaissant dans l'année, nous calculons les pertes totales moyennes sur chaque cycle de 800 s. Ensuite nous pondérons ces pertes, calculées pour l'état de mer k P_{ertesk}, par la probabilité d'apparition de la houle k P_{robak}. En effet le cycle complet est trop long pour que l'hypothèse d'utilisation des pertes moyennes sur l'ensemble du cycle permette de calculer l'échauffement, la contrainte d'échauffement est cependant vérifiée sur chaque cycle.

Nous vérifions le respect des contraintes pour toutes les machines testées lors de l'optimisation et ceci pour tous les états de mer k.

Nous présentons les fronts de Pareto obtenus avec pour objectifs de minimiser les pertes totales et le coût des parties actives pour différents cycles de houle ainsi que sur une année (Fig. 4.47). Nous avons comparé pour les états de mer suivants : (Δ) : $T_p = 9$ s $H_s = 3$ m ; (x) : $T_p = 15$ s $H_s = 3$ m ; (.) : $T_p = 4$ s $H_s = 1$ m et enfin (+) : une année.



(a) (b)

FIG. 4.47 – Front de pareto obtenus pour différents cycles de houle (Δ) : $T_p = 9$ s $H_s = 3$ m ; (x) : $T_p = 15$ s $H_s = 3$ m ; (.) : $T_p = 4$ s $H_s = 1$ m et enfin (+) : une année

Nous observons que le dimensionnement réalisé sur une année est moins étendu que pour un cycle de houle particulier. En effet les pertes moyennes totales maximales sont d'environ 9 kW avec un dimensionnement sur une année alors qu'on atteint 25 kW avec une houle ($T_p = 9$ s - $H_s = 3$ m). De plus la courbe des machines optimisées sur un état de mer fortement énergétique ($T_p = 9$ s - $H_s = 3$ m) est située au dessus de la courbe des machines dimensionnées sur une année.

Cependant cette étude ne nous permet toujours pas de dire si un dimensionnement sur une année est nécessaire ou bien si un dimensionnement sur une houle « dimensionnante » est suffisant. Pour le savoir, il aurait fallu soumettre la machine dimensionnée sur une houle « dimensionnante » et la soumettre à toutes les houles apparaissant sur une année. Il aurait également fallu déterminer un mode « dégradé » dans le cas où certaines contraintes auraient été violées. Ces résultats auraient alors été comparés au dimensionnement sur une année. Nous n'avons pu traiter ce travail mais il fera certainement l'objet d'une étude par la suite.

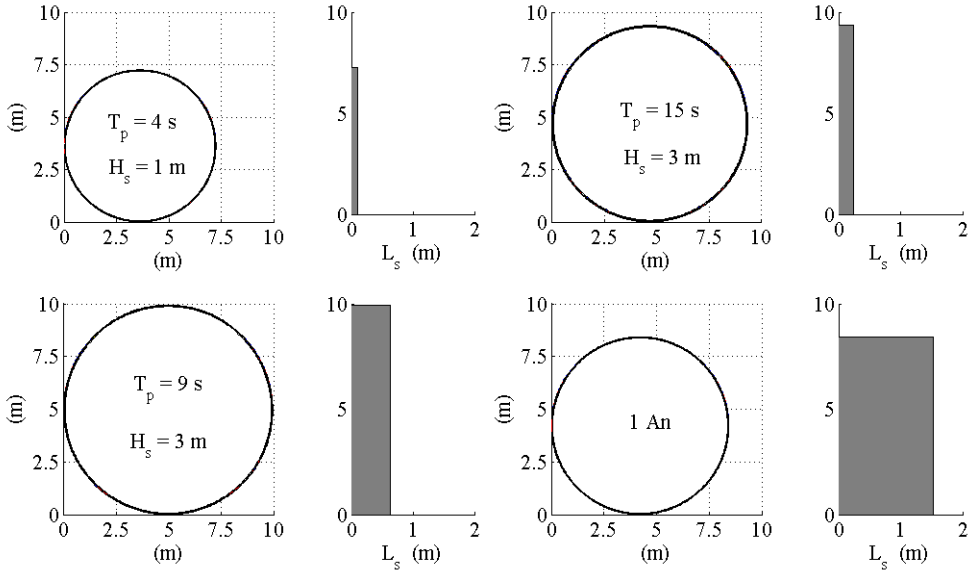


FIG. 4.48 – Dessin des machines minimisant le coût pour les différents états de mer présentés sur la figure 4.47

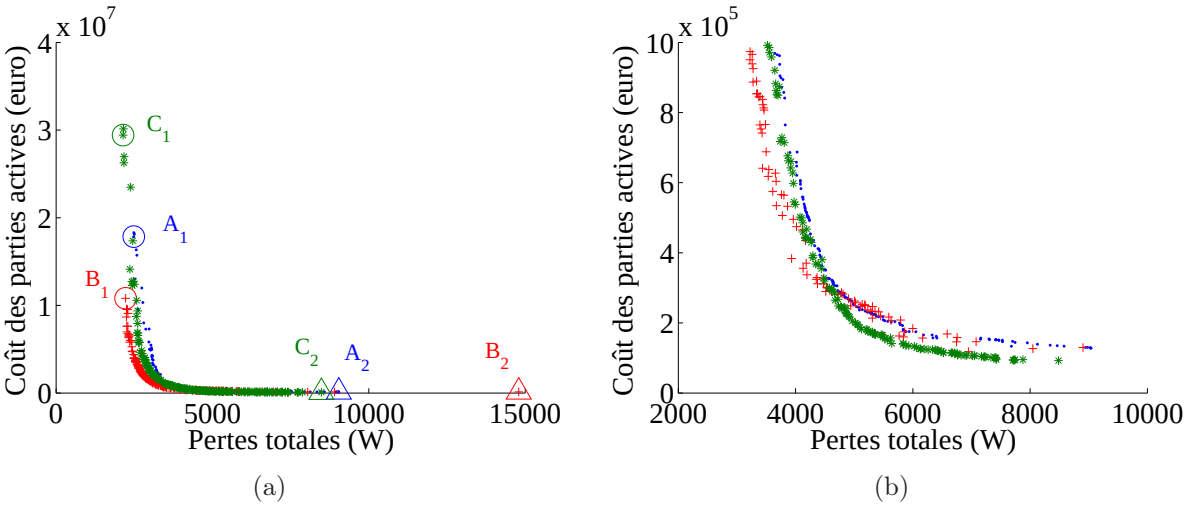
	$T_p = 4$s $H_s = 1$m	$T_p = 15$s $H_s = 3$m	$T_p = 9$s $H_s = 3$m	1 année
Pertes moyennes (kW)	**3**	**7,9**	**24,9**	**9**
Coût des parties actives (k€)	**7**	**29**	**69**	**128**
Masse totale (tonnes)	0,8	3,8	8,1	15,8
Masse de cuivre (tonnes)	0,3	1,0	2,6	26,4
Masse de fer (tonnes)	0,5	2,7	5,2	6,1
Masse des aimants (tonnes)	0,03	0,13	0,32	0,58
Nombre de paires de pôles	387	485	333	334
Volume total (m^3)	0,1	0,5	1,0	2,0
Rayon extérieur (m)	3,6	4,7	5,0	4,2
Longueur active (m)	0,1	0,2	0,6	1,5
Rayon d'alésage (m)	3,6	4,6	4,9	4,2
Hauteur des aimants (m)	0,003	0,004	0,003	0,003
Pas polaire (m)	0,03	0,03	0,05	0,04
Entrefer mécanique (mm)	7	9	10	8

TAB. 4.28 – Tableau présentant les dimensions des machines présentées sur la figure 4.48

Nous avons ensuite appliqué la méthodologie de dimensionnement sur une année pour les trois modes de contrôle, à savoir un contrôle à amortissement optimal, avec et sans écrêtage de la puissance (puissance d'écrêtage à 500 kW) et un contrôle par latching. Nous avons de nouveau vérifié que les contraintes n'étaient pas violées pour chaque état de mer (calcul des pertes moyennes totales pour tous les états de mer, permettant de vérifier que la contrainte d'échauffement n'est pas violée) et nous avons de nouveau pondéré les pertes totales moyennes de chaque état de mer par la probabilité d'apparition de chaque houle.

La figure 4.49 présente le dimensionnement sous forme de front de Pareto pour une année pour les trois modes de contrôle.

La figure 4.50 présente les dimensions des machines aux extrémités du front. Nous donnons quelques détails concernant ces machines dans le tableau 4.29.



(a) (b)

FIG. 4.49 – Front de Pareto des dimensionnements sur une année pour les trois modes de contrôles : ((.) : β_{opt} cnst - (x) : Ecrêtage (500 kW) - (*) : latching)

	β_opt cnst	écrêtage	latching
Pertes moyennes (kW)	**9**	**14,8**	**8,5**
Coût des parties actives (k€)	**128**	**123**	**93**
Masse totale (tonnes)	15,8	14,0	8,3
Masse de cuivre (tonnes)	26,4	15,3	9,2
Masse de fer (tonnes)	6,1	8,0	4,6
Masse des aimants (tonnes)	0,6	0,6	0,5
Nombre de paires de pôles	334	250	495
Volume total (m^3)	2,0	1,8	1,0
Rayon extérieur (m)	4,2	3,4	4,8
Longueur active (m)	1,5	2,4	1,0
Rayon d'alésage (m)	4,2	3,3	4,7
Hauteur des aimants (m)	0,003	0,002	0,004
Pas polaire (m)	0,04	0,04	0,03
Entrefer mécanique (mm)	8	7	10

TAB. 4.29 – Tableau des dimensions des trois machines minimisant les coûts présentées sur la figure 4.50

Ici la puissance crête a été choisie arbitrairement. L'optimisation de sa valeur est nécessaire et permettra de trouver le meilleur compromis entre « récupérer une puissance moyenne suffisante », obtenir le meilleur coût énergétique de l'ensemble de la chaîne de conversion et la productivité énergétique du houlogénérateur.

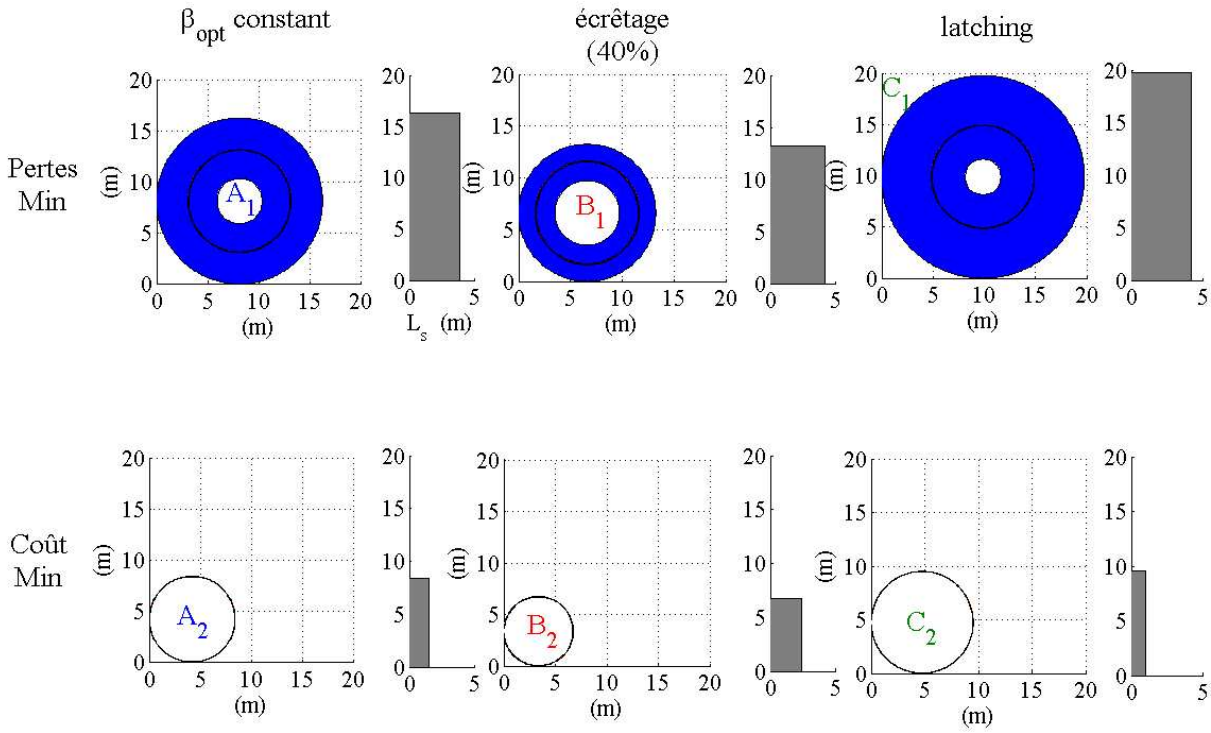


FIG. 4.50 – Dimensionnement des machines présentées sur la figure 4.49

Nous avons dans le chapitre 3 présenté les résultats concernant les trois modes de contrôles. Nous avons calculé la puissance moyenne annuelle récupérée optimale sur une année. A partir de ces cycles optimaux, nous avons réalisé un dimensionnement de génératrice électromagnétique, présenté dans ce chapitre.

Nous pouvons désormais réaliser un petit bilan du coût de la chaîne électrique pour les trois modes de contrôles étudiés. Nous choisissons les machines minimisant le coût sur les trois fronts de Pareto. Nous déterminons le coût de l'électronique de puissance en fonction de la puissance crête. Les explications de ce calcul sont données au paragraphe 4.8.

Avec un amortissement optimal, nous obtenons une puissance moyenne de 78.8 kW. Nous fixons la durée de vie à 20 ans, l'énergie produite en 20 ans est donc de 13.8 10^6 kWh. Le coût de la machine et du convertisseur électronique de puissance est de 456 k€. Le coût de la partie électrique au kWh est alors de 0,033 €/Wh.

L'ensemble des résultats pour les trois modes de contrôle est présenté dans le tableau 4.30.

La solution avec écrêtage est clairement la solution la moins coûteuse. De plus la puissance étant écrêtée, les bouffées de puissance seront moins importantes et la qualité de l'énergie distribuée sur le réseau sera bien meilleure et, le cas échéant, moins difficile à lisser.

	Contrôle à β constant	Ecrêtage (40%)	Latching
$<P>_{opt}$ (W)	78.8	74.2	131.4
$\widehat{P}_{opt}$ (kW)	6 200	500	12 400
Coût électronique de puissance (k€)	330	58	535
Coût de la chaîne électrique (k€)	456	181	628
Part du coût énergétique de la chaîne électrique (€/kWh)	0.033	0.014	0.027

TAB. 4.30 – Bilan des coûts de la chaîne électrique sur une année

4.7 Problème de dimensionnement en mode défluxage

Nous avons présenté le mode de contrôle à amortissement optimal avec écrêtage de la puissance dans la chapitre précédent. Nous avons pu voir qu'avec ce mode de contrôle, au delà d'une certaine vitesse, la puissance était constante. L'optimisation du dimensionnement convertisseur machine nécessite alors un contrôle du couple du générateur spécifique avec défluxage. Ce mode de commande nécessite une réduction du flux d'entrefer, encore appelée *désexcitation* au delà d'une vitesse fixée.

Afin de savoir si la machine est défluxable, nous avons calculé l'inductance normalisée [Mul95] pour l'ensemble des points du front de Pareto obtenu sur la houle de référence avec contrôle à amortisement optimal et un écrêtage de 40% (Fig. 4.51). L'équation 4.19 donne son expression.

$$r = \frac{LI_{max}}{\phi_{fmax}} \tag{4.19}$$

L'inductance normalisée a été déterminée sans connaître le nombre de spires. En effet l'inductance normalisée est définie par r $= \dfrac{PnI_{max}}{p\widehat{\phi_f}}$, avec P $= < Psed > R_sLs$ et $n\widehat{I} = \dfrac{\widehat{A_L}\pi R_s}{pq}$. L est la somme de l'inductance propre et de l'inductance de fuites. Nous détaillons le calcul de l'inductance normalisée en annexe F.

Nous obtenons des valeurs très faibles d'inductance normalisée. Cette machine n'est donc pas facilement défluxable sans une dégradation du facteur de puissance.

Le dimensionnement présenté précédemment consiste à déterminer la géométrie de la machine. Les variables d'optimisation, principalement géométriques, une fois optimisées ne sont pas dépendantes du temps. Il était alors possible, d'un point de vue facilité de mise en oeuvre et temps de calcul de réaliser une optimisation sur cycle.

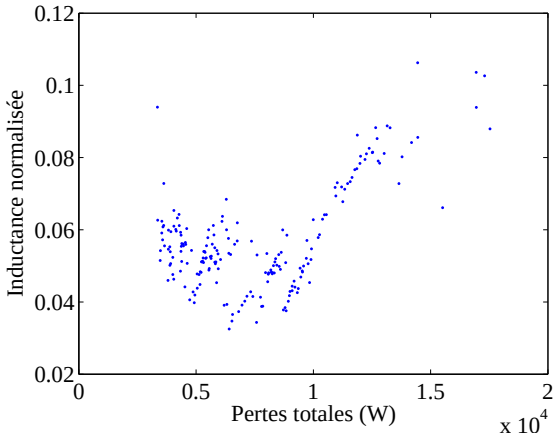


FIG. 4.51 – Inductance normalisée en fonction des pertes

Nous cherchons à réaliser un dimensionnement avec défluxage, cela implique que nous optimisons l'angle d'autopilotage ψ **à chaque pas de temps du cycle**. Nous aurons alors autant de variables d'optimisation que de pas de temps du cycle simulé. Pour un cycle de 800 s, nous aurons alors 40 000 variables d'optimisation uniquement pour l'angle d'autopilotage, ce qui n'est pas réalisable.

Nous allons donc à l'intérieur de l'optimisation réalisée précédemment inclure une boucle qui à chaque pas de temps testera un certain nombre de valeurs pour ψ et déterminera la valeur optimale. Nous appliquons cette méthode à la machine synchrone à pôles lisses. Cependant nous discrétisons les vecteurs (Vitesse - couple) de façon à réduire le temps de calcul. Nous n'avons plus 40 000 points mais 4000.

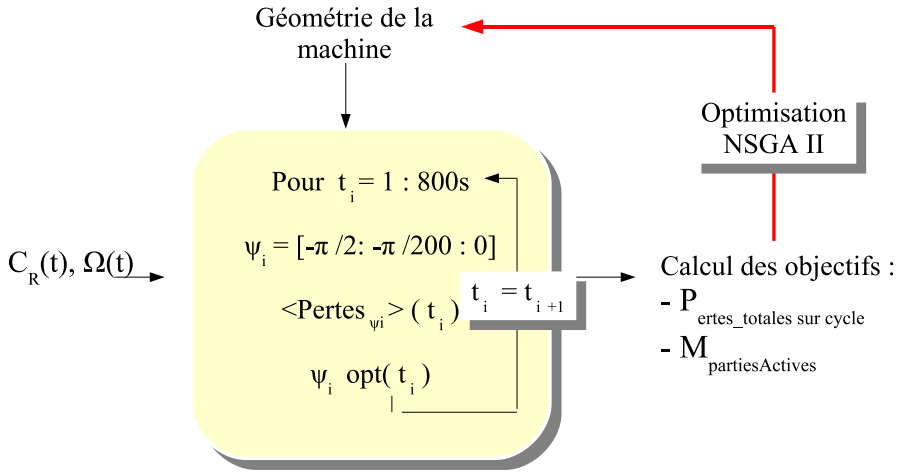
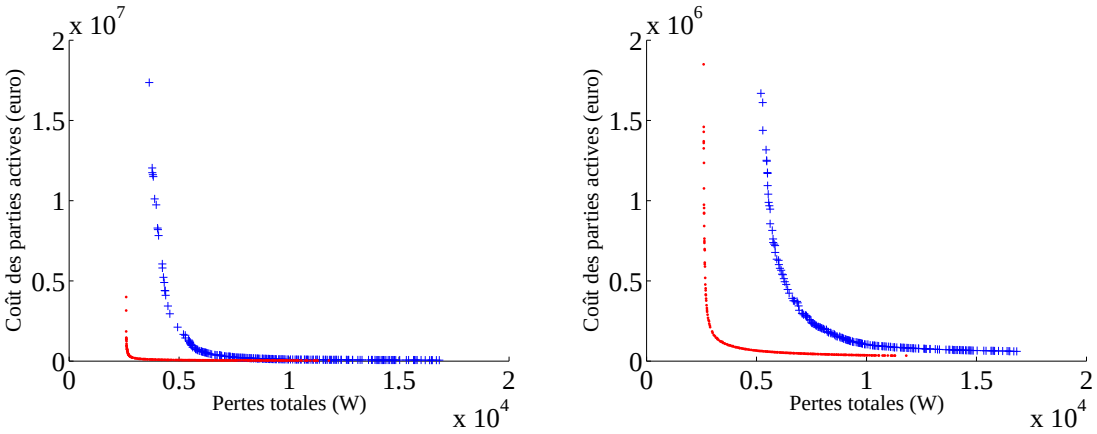


FIG. 4.52 – Synoptique de dimensionnement en mode défluxage

Nous présentons sur la figure 4.53 les fronts de Pareto obtenues sans défluxage (.) et avec défluxage (+).

Nous comparons les dimensions des machines à l'extremum « minimisant le coût » obtenus sans (A) et avec défluxage (B) (Fig. 4.54). L'évolution de ψ pour la machine (A_1) est présentée sur la figure 4.55.



(a) (b)

FIG. 4.53 – Comparaison des fronts de Pareto obtenus avec (.) et sans défluxage (+)

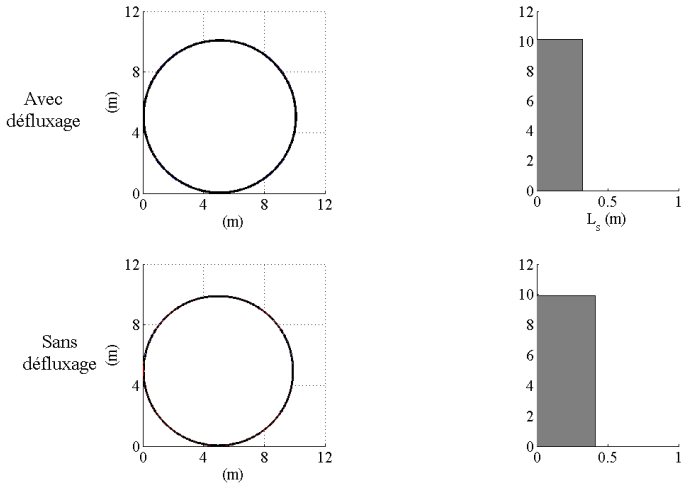


FIG. 4.54 – Comparaison des machines à l'extremum « minimisant les coûts » avec défluxage et sans défluxage

Les résultats obtenus ne sont pas très satisfaisants (la valeur de ψ reste constante et égale à 0). Le problème méthodologique d'optimisation en régime de défluxage nécessite d'introduire le coût du convertisseur, par exemple en le pondérant par la puissance apparente. Cette étude n'a pas été réalisée simplement par manque de temps.

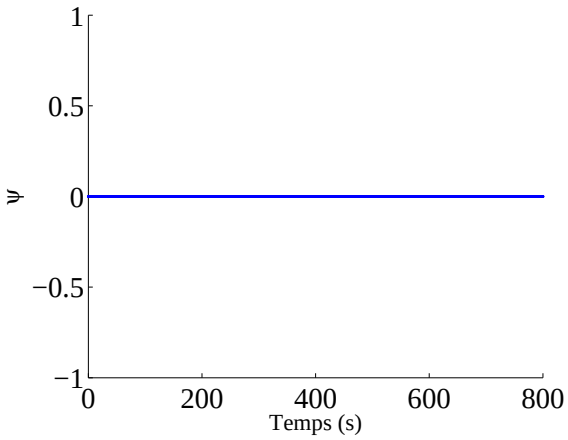


FIG. 4.55 – Evolution du paramètre ψ pour la machine (avec défluxage) présentée sur la figure 4.54

4.8 Optimisation de l'ensemble de la chaîne de conversion

Pour l'instant nous avons étudié le dimensionnement de la machine électrique, la partie électronique de puissance a été traitée uniquement à travers la puissance crête. De plus nous rappelons que nous travaillons à masse et inertie du système {pendule + génératrice} constantes. Pour dimensionner entièrement le système *(Flotteur + Volant + Génératrice + Convertisseur)*, il faudrait intégrer le dimensionnement de la chaîne de conversion électrique au dimensionnement du système *(Flotteur + Volant)*.

Nous n'avons pas les données technico-économiques pour optimiser l'ensemble du système SEAREV. Nous présentons ici une optimisation de l'ensemble de la chaîne de conversion électrique, à savoir la génératrice électromagnétique et le convertisseur électronique de puissance.

Les géométries du flotteur et du pendule sont fixes (géométrie DES328). Nous cherchons à minimiser le coût de l'ensemble de la chaîne électrique, dont nous rappelons le synoptique sur la figure 4.56 et à maximiser l'énergie récupérée. Nous prenons en compte uniquement les pertes fer et les joules dans la machine. Nous ne prenons pas en compte les pertes onduleur (allègement des calculs). Nous réalisons ce dimensionnement pour un état de mer donné (T_p = 9s - H_s = 3m). Le mode de contrôle par écrêtage est appliqué. En effet nous avons vu qu'à pertes données, les coûts de la machine sont sensiblement les mêmes avec ou sans écrêtage de la puissance. En revanche, la puissance crête, dimensionnante pour le convertisseur électronique de puissance, est moins importante avec ce mode de contrôle (pour une perte d'énergie relativement faible par rapport à un mode de contrôle à amortissement optimal). La figure 4.57 présente la démarche adoptée dans cette étude.

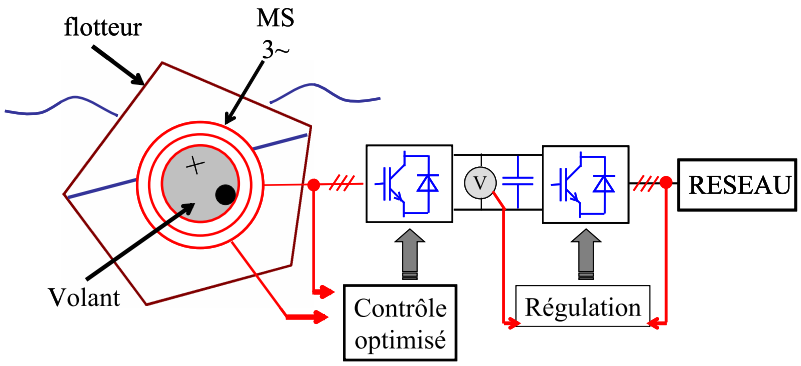


FIG. 4.56 – Synoptique de l'ensemble de la chaîne électrique

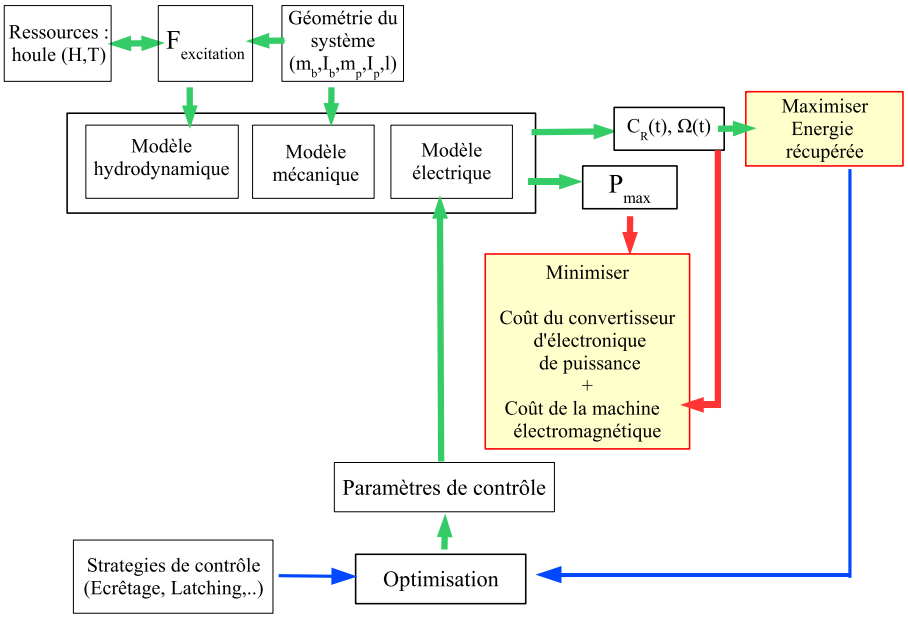


FIG. 4.57 – Synoptique de dimensionnement de l'ensemble de la chaîne électrique

Les paramètres d'optimisation sont le coefficient d'amortissement β, la puissance d'écrêtage (dimensionnante pour l'onduleur) et les dimensions de la machine. Cette optimisation nécessite donc de simuler les mouvements du SEAREV et ensuite de calculer les pertes et les coûts de la machine. Le temps de calcul par génération pour 150 individus est d'environ 15h (PC pentium, 1.00 Go de RAM sous Windows XP). Nous présentons les résultats à la génération 27. Les limites d'optimisation sont données dans la tableau 4.31.

Définition	Désignation	Valeur minimum	Valeur maximum
Hauteur des aimants (m)	l_a	0,001	0,5
longueur active (m)	L_s	0.1	5
nombre de paires de pôles	p	1	500
hauteur des encoches (m)	h_{enc}	0,001	5
hauteur de la culasse extérieure (m)	$h_{yokeRotor}$	0,001	5
hauteur de la culasse intérieure (m)	$h_{yokeStator}$	0,001	5
rayon d'alésage (m)	R_s	0.001	5
coefficient de récupération (kN.m.s/rad)	β	1	100000
P écrêtage (kW)		100	3000

TAB. 4.31 – Amplitudes de variation des paramètres géométriques imposés dans l'optimisation

Afin d'estimer le coût du convertisseur électronique de puissance, nous avons rassemblé les données économiques disponibles en fonction du kVA de puissance crête et nous avons effectué une régression. La figure 4.58 donne l'allure du coût par kVA en fonction de la puissance crête. A noter que le coût du convertisseur électronique de puissance est calculé en fonction de la puissance crête atteinte.

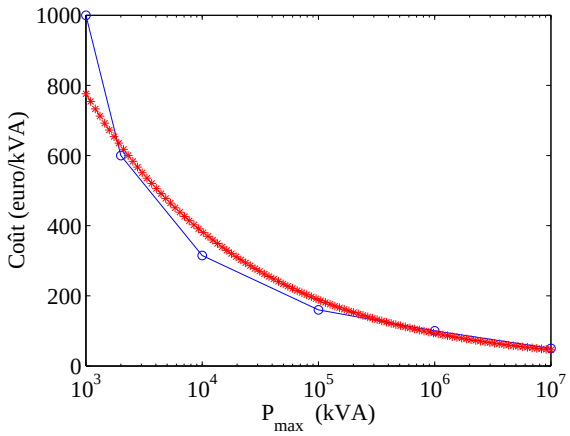


FIG. 4.58 – Courbe des coûts d'un convertisseur MLI (AC-DC-AC) en fonction de la puissance crête (€/kVA)

Nous présentons les résultats sous forme de front de Pareto (Fig. 4.59). Nous avons annoté trois solutions : les deux solutions extrêmes (<P> Max (O) - Coût Min (Δ)) et une solution particulière (□).

La figure 4.60 présente le coût par « Watt moyen » (proportionnelle à l'énergie récupérée) en fonction de la puissance moyenne récupérée. Il nous manque les coûts du flotteur ainsi que celui du pendule afin de déterminer l'**optimum**, qui sera le minimum obtenu sur la courbe « Coût/<Watt> en fonction de <P> ». De plus, cette étude devra être réalisée sur une **année**.

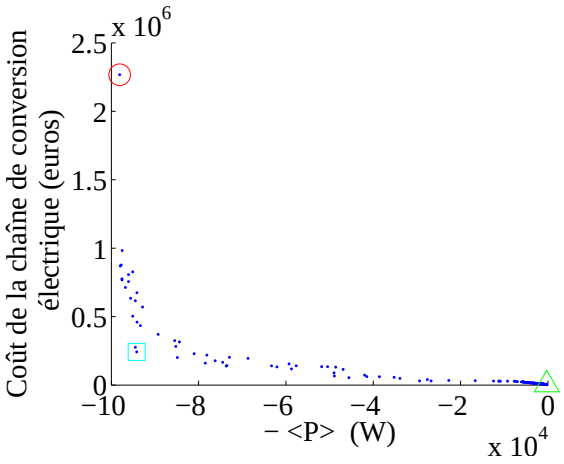
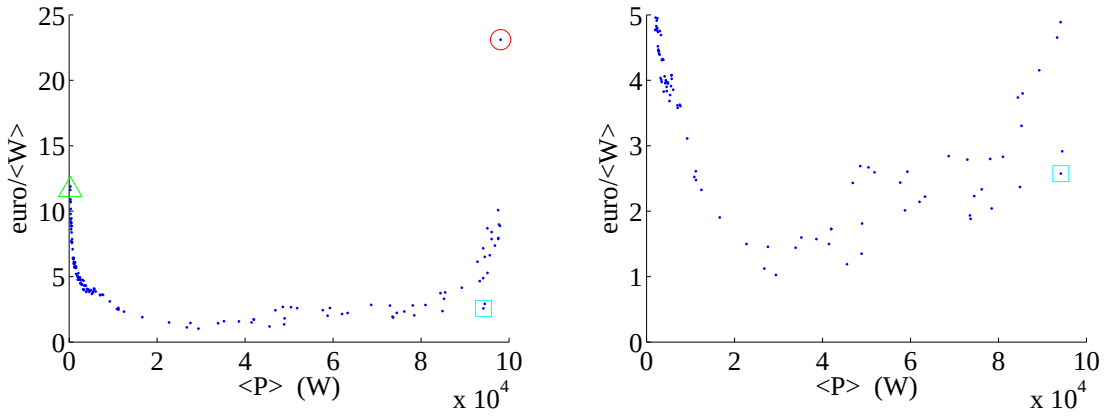


FIG. 4.59 – Front de Pareto obtenu pour l'optimisation de l'ensemble de la chaîne



(a) (b)

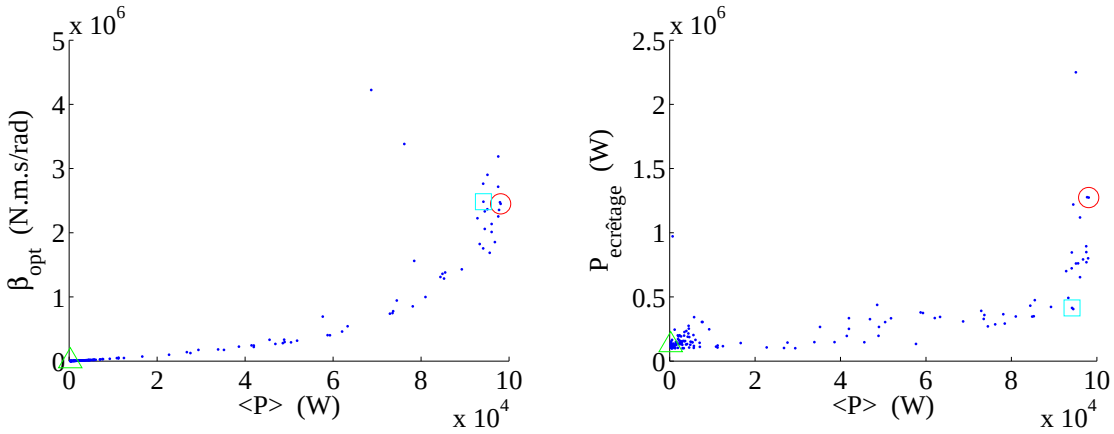
FIG. 4.60 – Coût par Watt moyen en fonction de la puissance moyenne récupérée

Les figures 4.61a et 4.61b présentent respectivement le coefficient d'amortissement β en fonction de la puissance moyenne récupérée et la puissance d'écrêtage en fonction de la puissance récupérée.

Les figure 4.63a ($< P >_{Max}$), 4.63b (Coût_{Min}) et 4.63 (solution particulière) présentent les puissances instantanées pour les trois solutions annotées.

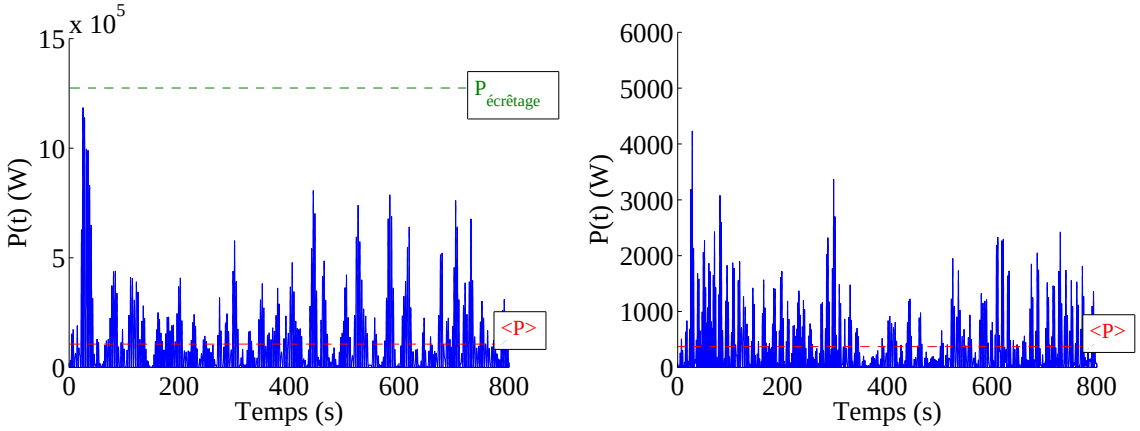
Les données relatives à ces trois solutions sont détaillées dans la tableau 4.33. La solution maximisant la puissance moyenne récupérée et la solution particulière permettent de récupérer sensiblement la même puissance moyenne ($\approx$ 95 kW). Cependant elles n'ont pas du tout le même coût.

Notons que les puissances moyennes récupérées semblent faibles (comparées à celle obtenues dans la chapitre 3 avec une houle de même carcatéristique). Sans considération d'optimisation des dimensions de la machine et des paramètres de contrôle, nous avons réalisé une étude paramétrique sur le coefficient de récupération qui confirme que cette



(a) (b)

FIG. 4.61 – Coefficient d'amortissement optimal en fonction de la puissance moyenne récupérée (a) et puissance d'écrêtage optimale en fonction de la puissance moyenne récupérée (b)



(a) (b)

FIG. 4.62 – Puissance instantanée pour les deux solutions « extrêmes » du front de Pareto

houle générée aléatoirement ne permet pas de récupérer des puissances moyennes aussi importantes que dans l'étude du chapitre 3.

Nous avons vu dans la paragraphe 4.3.1 que le mode de contrôle influençait peu le dimensionnement de la machine. Ici la part du coût de la machine devant celui du convertisseur électronique de puissance est très important. Le problème est différent puisque nous optimisons à la fois les dimensions de la machine et la puissance récupérée à travers le contrôle. Il est donc difficile d'extrapoler les résultats concernant le contrôle à cette étude. Afin de savoir si c'est l'écrêtage de la puissance qui permet de réduire à la fois le coût du convertisseur électronique de puissance et le coût de la génératrice électromagnétique, il faudrait réaliser une optimisation sans écrêtage de la puissance.

Notons que la limitation de la puissance permet tout de même de diviser par deux le coût du convertisseur électronique de puissance en passant de 104 k€ à 50.6 k€.

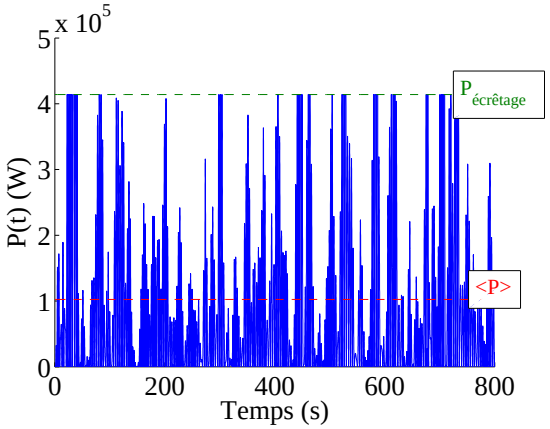


FIG. 4.63 – Puissance instantanée pour la solution particulière

	<P> Max	Coût Min	Sol. particulière
<P> (kW)	**98.1**	**0.26**	**94.2**
$\widehat{P}$ (kW)	**1184,0**	**4,2**	**414,1**
Pertes totales (kW)	7,7	0,1	8,3
$P_{ecretage}$ (kW)	1274,2	125,4	414,1
β_{opt} (kN.m.s/rad)	2450,3	1,0	2483,2
Couple efficace (kN.m)	509	0,6	477
Couple maximum (kN.m)	1703	2	1014
Vitesse maximum (tr/min)	19.2	6.6	12.7
Coût total (k€)	**2266,8**	**3,0**	**242,5**
Coût des parties actives (génératrice) (k€)	2162,0	0,9	191,9
Coût du convertisseur (k€)	104,8	2,1	50,6

TAB. 4.32 – Tableau de résultats concernant les deux solutions aux extrémités du front de Pareto

	<P> Max	Coût Min	Sol. particulière
Masse totale (tonnes)	655,3	0,14	49,8
Masse de cuivre (tonnes)	20,3	0,007	2,9
Masse de fer (tonnes)	633,8	0,13	46,6
Masse des aimants (tonnes)	1,2	0,004	0,3
Volume total (m^3)	83,7	0,018	6,3
Rayon extérieur (m)	5,3	1,2	5,3
Longueur active (m)	2,6	0,1	0,3
Nombre de paires de pôles	276	133	429
Rayon d'alésage (m)	4,6	1,2	4,9
Hauteur des aimants (m)	0,003	0,001	0,005
Pas polaire (m)	0,052	0,029	0,036
Entrefer mécanique (mm)	10,5	2,5	10,7

TAB. 4.33 – Tableau de données concernant les trois machines annotées sur le front de Pareto

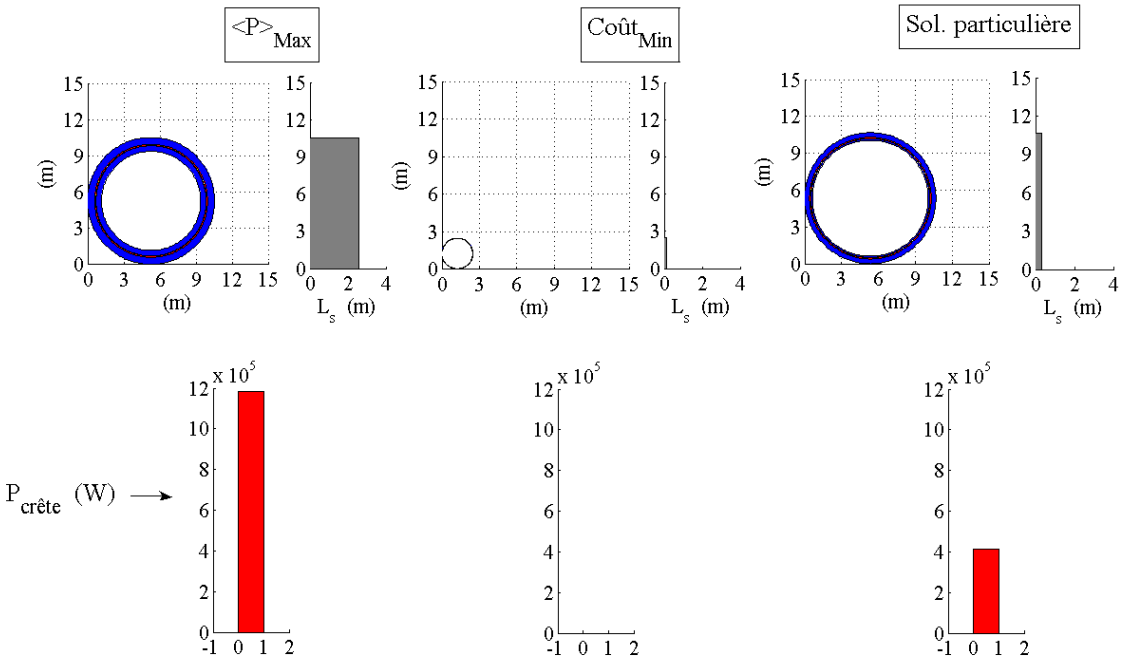


FIG. 4.64 – Dessin des machines annotées sur le front de Pareto

4.9 Une autre architecture hydrodynamique du SEAREV

Au début de ma thèse, le SEAREV avait l'architecture hydrodynamique que nous avons présentée au chapitre 2. Mais cette géométrie qui semblait optimale du point de vue de la récupération de l'énergie des vagues s'est révélée trop coûteuse. Le LMF a donc réalisé des études complémentaires afin de tenir compte des contraintes de réalisation de flotteur et permettre de réaliser un système moins coûteux.

Nous avons voulu comparer les performances des deux systèmes sur un état de mer donné avec les trois modes de contrôle. Nous présentons tout d'abord la géométrie de la deuxième version du SEAREV puis comparons les dimensionnements obtenus avec les deux systèmes.

4.9.1 Présentation du SEAREV DES179

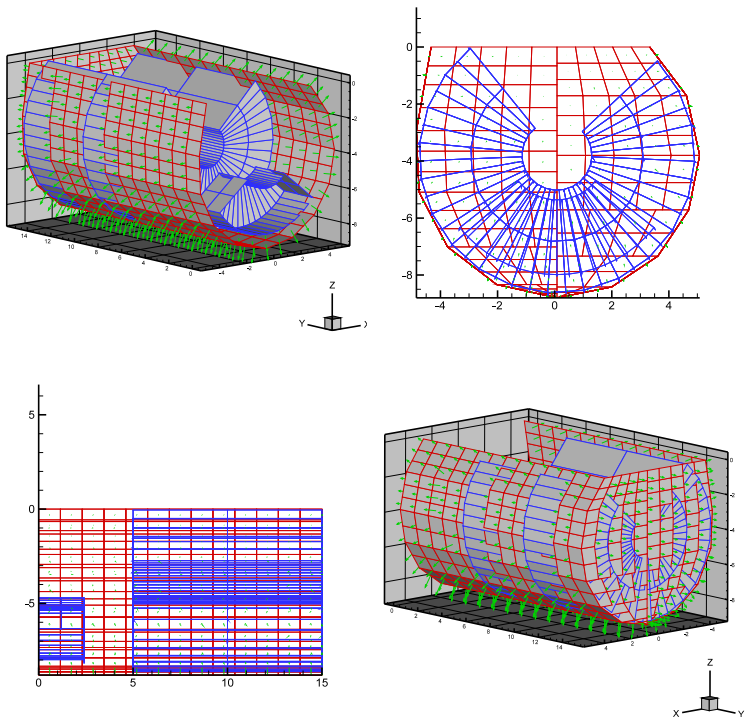


FIG. 4.65 – Géométrie du SEAREV DES179

Flotteur	
Longueur	10 m
Largeur	30 m
Tirant d'eau	8.8 m
Masse	1888 tonnes
Centre de gravité	-4.585 m
Inertie	25300 tonnes.m^2
Masse d'eau ajoutée	540 tonnes.m^2
Raideur hydrostatique	23400 kN.m.s
Pendule	
Rayon	4.33 m
Masse	293 tonnes
Longueur pendulaire	2.79 m
Position verticale du point d'accroche	0.936 m
Inertie	3176 tonnes.m^2
Période propre	
Pendule	3.95 s

TAB. 4.34 – Dimensions du SEAREV DES179

4.9.2 Comparaison des performances des deux systèmes

Nous avons, sur un état de mer dont les caractéristiques sont une hauteur significative de 3 m et une période pic de 9 s, comparé les performances des deux architectures hydrodynamiques du SEAREV, à savoir celle qui a fait l'objet de cette thèse, l'architecture DES328, et l'architecture DES179 présentée dans ce chapitre. Cette étude est menée avec un contrôle à amortissement optimal constant sur cycle.

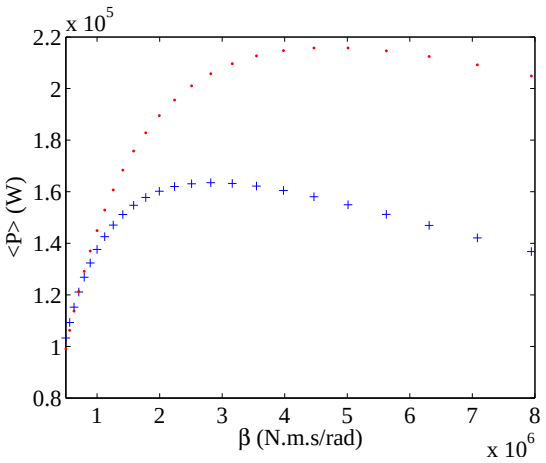


FIG. 4.66 – Puissance moyenne en fonction du coefficient d'amortissement pour les deux géométries du SEAREV (+) : DES328 - (.) : DES179

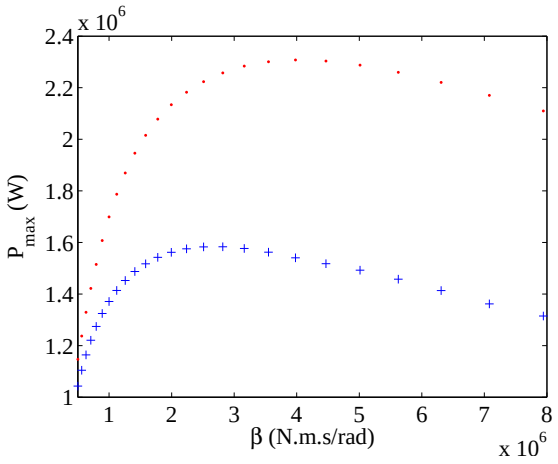


FIG. 4.67 – Puissance crête en fonction du coefficient d'amortissement pour les deux géométries du SEAREV (+) : DES328 - (.) : DES179

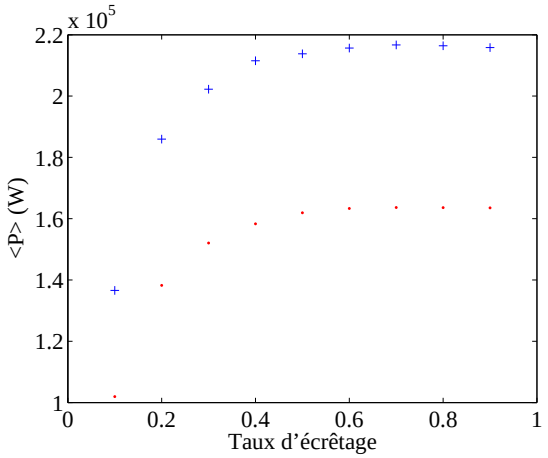
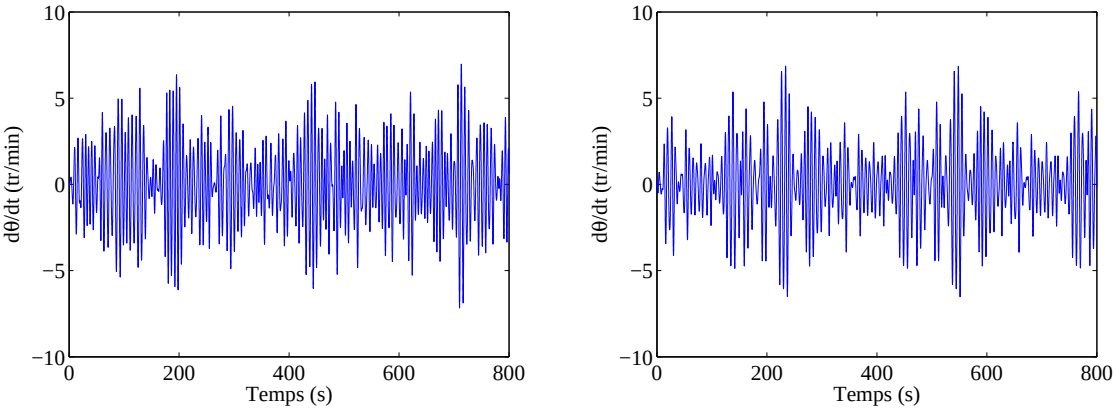


FIG. 4.68 – Puissance moyenne pour la géométrie DES179 et pour la géométrie DES328 en fonction du taux d'écrêtage

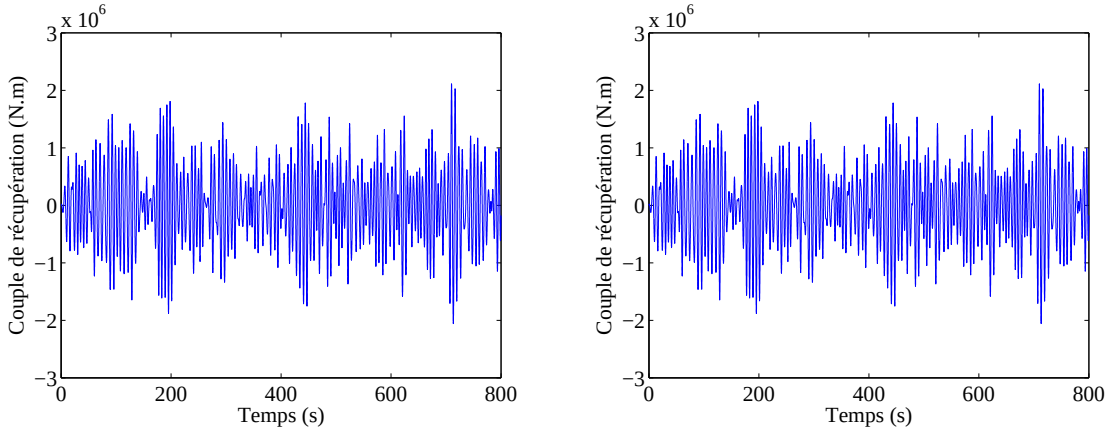
Sur les figures 4.69 et 4.70, nous comparons les mouvements pour la valeur optimale de β suivant l'architecture du SEAREV retenue. Nous donnons ensuite les puissances moyennes récupérées, puissances crêtes, couples efficaces, etc correspondants.

On récupère donc environ 30% de puissance moyenne en plus avec l'architecture DES179 qu'avec l'architecture DES328. Le rapport de la puissance moyenne sur la puissance crête reste le même à savoir d'environ 10%. La figure 4.71 montre les profils de puissance instantanée. Le couple efficace est augmenté de 46%, le couple crête de 52% et les vitesses sont quasiment similaires. Cependant la masse du flotteur a été multipliée par environ sept, on est passé d'un flotteur de 277 tonnes à 1888 tonnes. Les masses des pendules sont quasiment identiques.



(a) (b)

FIG. 4.69 – Vitesse angulaire (tr/min) pour l'architecture DES238 (a) et pour l'architecture DES179 (b) avec un contrôle à amortissement optimal constant pour un état de mer $H_s = 3$ m et $T_p = 9$ s

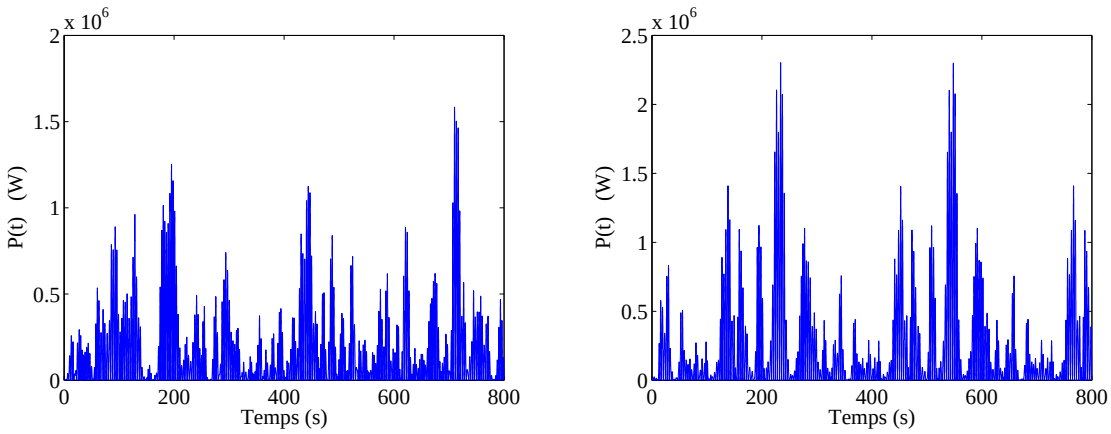


(a) (b)

FIG. 4.70 – Couple de récupération (N.m) pour l'architecture DES238 (a) et pour l'architecture DES179 (b) avec un contrôle à amortissement optimal constant pour un état de mer $H_s = 3$ m et $T_p = 9$ s

	DES 328	DES 179
$<\mathrm{P}>_{opt}$ (kW)	164	216
$\widehat{P}_{opt}$ (kW)	1583	2303
$\frac{< P >_{opt}}{\widehat{P_{opt}}}$	0,1	0,1
vitesse maximale (tr/min)	7,2	6,9
Couple maximum (kN.m)	2112	3208
Couple efficace (kN.m)	271	397

TAB. 4.35 – Tableau résumant les résultats pour les deux géométries du SEAREV.



(a) (b)

FIG. 4.71 – Puissance instantanée pour l'architecture DES238 (a) et pour l'architecture DES179 (b) avec un contrôle à amortissement optimal constant pour un état de mer H_s = 3 m et T_p = 9 s

Sur la base de ces profils et sans écrêtage de la puissance, nous avons réalisé une étude de dimensionnement. Nous présentons sur la figure 4.72 les fronts de Pareto avec les deux architectures du flotteur.

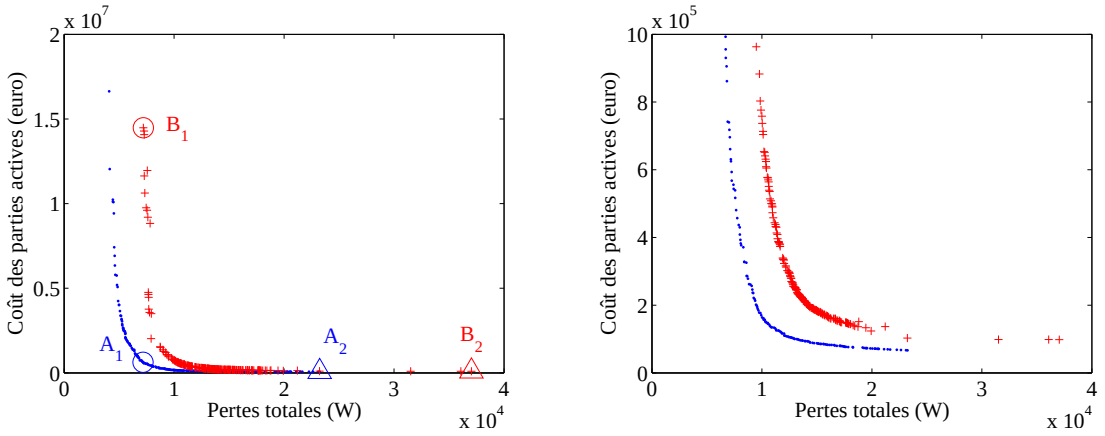


FIG. 4.72 – Front de Pareto du dimensionnement pour les deux géométries du SEAREV : ((.) : DES328) - ((+) : DES179)

Le front de Pareto obtenu avec la géométrie DES328 est situé en dessous du front obtenu avec la géométrie DES179. Cependant lorsqu'on compare les machines à coût minimal, les dimensions des machines sont très similaires.

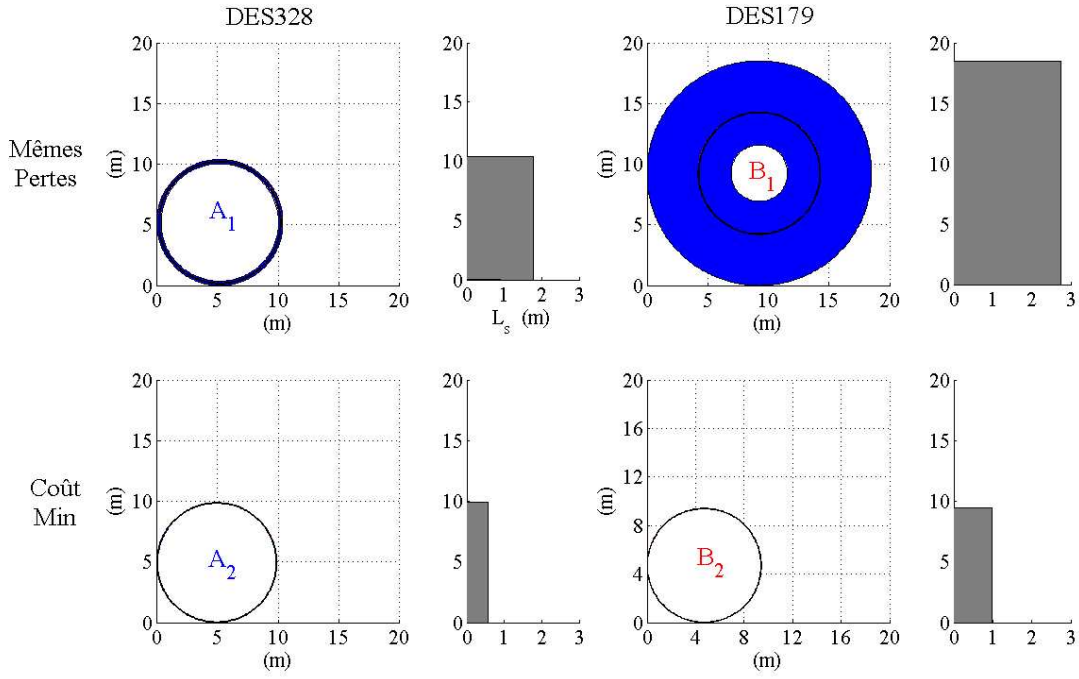


FIG. 4.73 – Comparaison du dimensionnement des machines présentées sur la figure 4.72

	DES328	DES179
Pertes moyennes (kW)	**23**	**37**
Coût des parties actives (k€)	**67**	**98**
Masse totale (tonnes)	7,6	10,0
Masse de cuivre (tonnes)	2,4	2,8
Masse de fer (tonnes)	4,8	6,8
Masse des aimants (tonnes)	0,3	0,5
Nombre de paires de pôles	357	337
Volume total (m^3)	0,9	1,2
Rayon extérieur (m)	4,9	4,7
Longueur active (m)	0,6	1,0
Rayon d'alésage (m)	4,9	4,7
Hauteur des aimants (m)	0,004	0,004
Pas polaire (m)	0,04	0,04
Entrefer mécanique (mm)	10	9

TAB. 4.36 – Tableau des dimensions des deux machines A_2 et B_2 présentées sur la figure 4.73

D'après le tableau 4.36, l'augmentation du coût ($\approx +60\%$) de la machine est plus important que celle de productivité ($\approx +30\%$).

	DES328	DES179
Pression crête tangentielle ($N.cm^{-2}$)	11.8	11.1
Couple massique (N.m/kg)	90	98

TAB. 4.37 – Tableau des pressions tangentielles et couples massiques des six machines présentées sur la figure 4.73

4.10 Conclusion

Nous avons présenté une méthodologie originale de dimensionnement sur cycle de la génératrice électromagnétique fondée sur une architecture synchrone à aimants permanents en surface et à champ radial à entraînement direct.

Nous avons obtenu des ordres de grandeurs des dimensions, coûts (aux alentours de 70 k€ si on choisit la machine ayant le coût minimal sur le front de Pareto), masses (aux alentours de 7 - 8 tonnes avec le même critère), pertes totales des machines (25 kW toujours avec le même critère). Les structures obtenues sont généralement annulaires à grand nombre de paires de pôles (aux alentours de 300 pour des vitesses maximales allant de 0.7 rad/s à 2.7 rad/s et des fréquences électriques allant de 37 à 132 Hz), particulièrement lorsqu'on cherche à minimiser le coût.

Diverses études de sensibilité du dimensionnement au mode de contrôle ont été réalisées. Elles ont permis notamment de déterminer les paramètres critiques. L'utilisation de tôles en FeSi3%No est nettement préférable aux poudres de fer. Et nous utiliserons plutôt

des aimants en NdFeB que des aimants en ferrites, plus performants et moins coûteux que les aimants en ferrites lorsqu'on compare les machines ayant un coût le plus faible possible sur le front de Pareto.

Puis une étude du comportement de la machine vis à vis de la ressource de la houle a été effectuée. Les dimensionnements sur une année et sur des houles fortement énergétiques (T_p = 9s - H_s = 3m) donnent des dimensionnements différents (128 k€ sur une année au lieu de 69 k€ pour une houle de caractéristiques T_p = 9s - H_s = 3m).

Pour mettre en oeuvre un contrôle à amortissement optimal avec écrêtage de la puissance, une commande par défluxage s'est révélée nécessaire (rapport de la vitesse maximum sur la vitesse à couple maximum égal à 2.9). Lors de sa réalisation, le calcul du coût du convertisseur électronique de puissance devra être ajouté au coût des parties actives de la machine. Cette étude complexe devra être approfondie et conduira certainement à un autre dimensionnement.

En outre, l'étude d'autres modes de conversion (réluctance variable, induction) et d'autres architectures de machines électromagnétiques devra accompagner l'étude concernant le défluxage. En effet les machines à excitation bobinée voire les machines à réluctance variable offrent des possibilités intéressantes vis à vis de cette application où la masse n'est pas un paramètre critique.

Enfin nous avons comparé les dimensionnements obtenus avec une autre architecture hydrodynamique du système SEAREV. Le problème est économique et doit respecter des contraintes diverses telles que la mise à l'eau (remorquage du flotteur, la construction du flotteur). Le LMF continue de chercher des architectures hydrodynamiques, minimisant le coût du flotteur en modifiant sa forme et en tenant compte des contraintes technologiques. Ainsi la deuxième architecture du SEAREV (DES179) est plus cylindrique et a un coût de fabrication moins important. Le coût de la machine dimensionnée sur le cycle couple-vitesse obtenu avec l'architecture DES179 est augmentée de 46 % par rapport au dimensionnement avec l'architecture DES328 pour une augmentation de la puissance moyenne de 31 %. Cette nouvelle architecture hydrodynamique ne semble donc pas favorable pour le dimensionnement de la génératrice.

Conclusion et perspectives

Le travail présenté dans ce mémoire concerne le dimensionnement d'un système récupérateur d'énergie des vagues, et plus particulièrement celui de la chaîne de conversion électrique adaptée à ce système, constituée d'une génératrice électromagnétique et de son convertisseur électronique de puissance.

Après avoir présenté un bref état de l'art des systèmes existants, nous nous sommes intéressé plus particulièrement au système SEAREV, développé par le Laboratoire de Mécanique des Fluides de l'École Centrale de Nantes. Le principe de fonctionnement pendulaire, les différents modèles ainsi que les outils de dimensionnement tenant compte des couplages hydro - mécanique - électrique ont été décrits.

L'optimisation de l'ensemble du système s'est révélée très complexe et des hypothèses spécifiques ont dû être effectuées.

Tout d'abord, afin de s'affranchir d'une optimisation temporelle du couple résistant exercé par la génératrice sur le système, nous avons opté pour l'optimisation de la forme paramétrique de ce couple. Les résultats obtenus ont montré qu'un couple de type frottement visqueux pur de la forme : $C_R(t) = \beta\ \dot{\theta}$ donnait de bons résultats vis à vis de la puissance moyenne récupérée. En outre l'étude a été effectuée à masse et inertie totales (flotteur - pendule - génératrice) constantes. Ceci a permis de simplifier l'optimisation « système » en découplant l'étude du contrôle de celle du dimensionnement de la génératrice. Enfin toutes les études ont été réalisées sur cycle, en considérant soit un état de mer de référence, soit un ensemble d'états de mer issus d'une campagne de mesures sur un site particulier. Dans ces conditions nous avons recherché tout d'abord les modes de contrôle optimaux vis à vis de deux objectifs contradictoires que sont la maximisation de la puissance moyenne récupérée sur cycle et la minimisation de la puissance crête, fortement dimensionnante pour le convertisseur électronique de puissance.

Sur un état de mer particulier, nous avons réalisé cette optimisation et comparé trois modes de contrôle du système pendulaire : un amortissement optimal constant sur un état de mer donné, avec et sans écrêtage de la puissance et un contrôle par latching. Avec ce dernier mode de contrôle, la puissance moyenne récupérée (267 kW) est plus importante (+ 63 % par rapport au contrôle à amortissement optimal constant), ceci grâce à l'amplification des mouvements et des vitesses (25 tr/ min au lieu de 7 tr/ min avec un amortissement optimal constant et 13 tr/min avec un écrêtage de la puissance). Cependant les puissances crêtes sont également très élevées (4141 kW au lieu de 1583 kW et 633 kW respectivement).

Le contrôle à amortissement optimal avec écrêtage permet de limiter les fluctuations et d'améliorer la qualité de l'électricité, notamment à travers l'accroissement du rapport

de la puissance moyenne sur la puissance crête (25 % avec écrêtage au lieu de 10 % avec un contrôle à amortissement optimal et 6 % avec latching). L'énergie récupérée sur cycle est cependant légèrement diminuée (pertes de 4 %, avec le compromis retenu, par rapport à la puissance moyenne récupérée avec un amortissement constant).

Des études de sensibilité des outils, des modèles et de la ressource ont été menées. Elles nous ont permis de déterminer le temps de cycle minimal pour avoir un régime établi, soit environ 1000s. En outre, sans considération de gestion d'énergie (stockage), l'hypothèse de conditions initiales nulles des mouvements et positions du pendule est validée. Ce qui montre la pertinence d'une approche par superposition des états de mer dans le cas d'un dimensionnement sur site. Enfin à partir d'une étude sur l'influence des efforts de radiation (effort de réaction du flotteur sur la houle), il a été montré la nécessité de la prise en compte des couplages inhérents au système.

L'optimisation de la chaîne électrique de conversion à proprement parler est basée sur les profils optimaux couple - vitesse obtenus dans l'étude précédente. L'architecture électromagnétique considérée est à flux radial et à aimants permanents en surface en entraînement direct. Après avoir décrit un modèle analytique apte à ce type d'optimisation, nous avons présenté les résultats sous forme de fronts de Pareto. Les objectifs, sous contraintes, choisis ici, sont la minimisation du coût des parties actives et des pertes totales sur cycle. Les variables d'optimisation considérées sont les paramètres géométriques de la machine. Les contraintes principales sont des contraintes de saturation, de désaimantation et d'échauffement. Les résultats obtenus ont permis de dégager des ordres de grandeurs des dimensions, coûts (aux alentours de 70 k€ si on choisit la machine ayant le coût minimal sur le front de Pareto), masses des parties actives (aux alentours de 7 - 8 tonnes) et pertes totales des machines ($\approx$ 25 kW).

Des études de sensibilité de quelques paramètres physiques de la machine (entrefer mécanique, matériaux conducteurs, types d'aimants, etc) mais également celles vis à vis de la ressource ont été présentées et analysées. Ainsi ces études nous ont permis de déterminer les paramètres critiques.

Sur le seul critère économique, un grand entrefer engendre une augmentation du coût des aimants et donc un sur-coût global de la machine(222 k€ pour un entrefer de 5 cm au lieu de 67 k€ pour un entrefer de 1 cm). L'utilisation de tôles en FeSi3%No est nettement préférable aux poudres de fer. Et nous utiliserons plutôt du cuivre que de l'aluminium, l'augmentation de la résistivité de l'aluminium par rapport au cuivre étant prédominante devant la diminution de la masse volumique et du coût unitaire. Nous avons observé que la contrainte d'échauffement n'est atteinte qu'en extrémité du front de Pareto. Améliorer le refroidissement en augmentant le coefficient d'échange thermique externe d'un facteur 10 diminue le coût des parties actives de la machine d'un facteur 2,3 pour un accroissement des pertes totales de 25 kW à 136kW.

La méthodologie a été développée sur un cycle de houle particulier pour des raisons de temps de calcul. Celui-ci ne constitue pas forcément l'état de mer dimensionnant de notre système. Une analyse des dimensionnements sur l'ensemble des états de mer, apparaissant sur une année et sur un site donné, a été effectuée. Cependant cette étude ne nous permet toujours pas de dire si un dimensionnement sur une année est nécessaire ou bien si un

dimensionnement sur une houle « dimensionnante » est suffisant. Pour le savoir, il faudra soumettre la machine dimensionnée sur une houle « dimensionnante » à toutes les houles apparaissant sur une année. Un mode « dégradé », dans le cas où certaines contraintes sont violées, devra être établi. Les dimensionnements pourront alors alors comparés aussi bien terme de coût que de pertes totales.

Sur le seul critère de minimisation du coût de la machine, des études comparatives sur une année pour les trois modes de contrôle ont été effectuées. Sur la base d'une durée de vie de 20 ans, nous avons ainsi montré que la part du coût énergétique due aux parties actives de la machine avec un contrôle par latching, hors convertisseur électronique de puissance, était de 4 10^{-6} €/kWh alors qu'il est de 9.5 10^{-6} €/kWh avec un écrêtage de la puissance et de 9.3 10^{-6} €/kWh avec un contrôle à amortissement optimal constant sur cycle.

Maintenant si on intègre le coût du convertisseur électronique de puissance, compte tenu des puissances crêtes obtenues, cette part du coût énergétique est alors plus faible avec un contrôle avec écrêtage (14 10^{-6} €/kWh au lieu de 27 10^{-6} €/kWh avec un contrôle par latching et 33 10^{-6} €/kWh avec un contrôle à amortissement optimal).

Afin de confirmer ou d'infirmer cela, nous avons effectué une optimisation minimisant le coût global de la chaîne de conversion sur un cycle de houle donné. Cette étude nous a permis de mettre en place une démarche optimisant l'ensemble de la chaîne. En réalisant cette étude sur une année, et en incluant le coût du flotteur et du système pendulaire, nous pourrons alors choisir la solution optimale, c'est à dire la solution ayant le plus bas coût au kWh.

Enfin nous avons présenté les résultats concernant une autre architecture hydrodynamique du SEAREV et avons comparé les dimensionnements des génératrices avec la précédente forme du flotteur. La nouvelle architecture hydrodynamique ne semble pas favorable pour le dimensionnement de la génératrice puisque le coût de la machine est augmentée de 46 % par rapport au dimensionnement avec la première architecture (DES328) pour une augmentation de la puissance moyenne de 31 %, mais il est clair que c'est sur le coût global du système qu'il faut porter un jugement.

Un contrôle associant un contrôle par latching, récupérant une puissance moyenne plus importante, à un écrêtage de la puissance, limitant la puissance crête et donc les fluctuations de la puissance, offrira certainement un meilleur compromis entre une puissance moyenne et une puissance crête. Ce travail reste cependant à effectuer.

Nous avons mis en évidence la nécessité d'un fonctionnement en régime de défluxage de la machine, mais faute de temps et d'un accroissement important de la complexité du problème, nous avons uniquement posé les bases de sa résolution. Cette étude ainsi que celle d'autres modes de conversion (réluctance variable, induction) et d'autres architectures de machines électromagnétiques (secteur angulaire, champs axial, etc) font partie des perspectives (des discussions avec les entreprises Leroux et Lotz ainsi que Jeumont Electric sont en cours). En effet les machines à excitation bobinée voire les machines à réluctance variable offrent des possibilités intéressantes en termes de coût vis à vis de

cette application où la masse n'est pas un paramètre critique.

Une maquette de principe a été réalisée afin d'évaluer de nouveaux modes de contrôle. Nous avons expliqué sa mise en oeuvre (Annexe G). Cependant suite à des problèmes techniques et un manque de temps, les tests n'ont pu être réalisés.

Enfin l'optimisation de l'ensemble de la chaîne de conversion électrique nécessite l'intégration d'un stockage afin d'améliorer la qualité de l'énergie produite. Il devra faire l'objet d'études complémentaires et être intégré en terme de coûts à l'ensemble du système.

Annexe A

Détails des états de mer de l'île d'Yeu (Année 1999)

Nous présentons dans le tableau A.1 les données statistiques des relevés effectués à l'île d'Yeu pendant l'année 1999. Ces données ont été fournies par Météo France.

T_p (s)	H_s (s)	Probabilité d'apparition
3	0,5	0,0001
4	0,5	0,0064
4	1	0,0065
4	1,5	0,0001
5	0,5	0,0091
5	1	0,0250
5	1,5	0,0042
6	0,5	0,0077
6	1	0,0306
6	1,5	0,0186
6	2	0,0079
7	0,5	0,0074
7	1	0,0386
7	1,5	0,0318
7	2	0,0257
7	2,5	0,0092
7	3	0,0017
8	0,5	0,0071
8	1	0,0422
8	1,5	0,0321
8	2	0,0269
8	2,5	0,0395
8	3	0,0321
8	3,5	0,0079
8	4	0,0004
9	0,5	0,0043

9	1	0,0279
9	1,5	0,0246
9	2	0,0201
9	2,5	0,0370
9	3	0,0389
9	3,5	0,0335
9	4	0,0126
9	4,5	0,0030
9	5	0,0003
10	0,5	0,0014
10	1	0,0155
10	1,5	0,0166
10	2	0,0168
10	2,5	0,0311
10	3	0,0286
10	3,5	0,0220
10	4	0,0146
10	4,5	0,0049
10	5	0,0023
10	5,5	0,0009
10	6	0,0004
11	0,5	0,0001
11	1	0,0071
11	1,5	0,0142
11	2	0,0074
11	2,5	0,0121
11	3	0,0129
11	3,5	0,0136
11	4	0,0075
11	4,5	0,0069
11	5	0,0039
11	5,5	0,0027
11	6	0,0016
11	6,5	0,0003
12	1	0,0004
12	1,5	0,0098
12	2	0,0071
12	2,5	0,0082
12	3	0,0100
12	3,5	0,0075
12	4	0,0056
12	4,5	0,0025
12	5	0,0017
12	5,5	0,0014
12	6	0,0010

12	6,5	0,0009
12	7,5	0,0003
13	1	0,0001
13	1,5	0,0020
13	2	0,0026
13	2,5	0,0049
13	3	0,0066
13	3,5	0,0059
13	4	0,0032
13	4,5	0,0014
13	5	0,0009
13	5,5	0,0007
13	6,5	0,0001
14	1	0,0001
14	1,5	0,0004
14	2	0,0013
14	2,5	0,0013
14	3	0,0036
14	3,5	0,0042
14	4	0,0032
14	4,5	0,0007
14	5	0,0001
14	6	0,0001
15	1,5	0,0003
15	2	0,0007
15	2,5	0,0003
15	3	0,0012
15	3,5	0,0026
15	4	0,0026
15	4,5	0,0006
16	3,5	0,0009
16	4	0,0017
17	3,5	0,0001
17	4	0,0004
17	4,5	0,0001

TAB. A.1: Tableau des états de mer apparaissant durant l'année 1999 sur le site de l'île d'Yeu ainsi que leur probabilité d'apparition

Annexe B

Complément d'information sur l'enchaînement des houles

B.1 Description de l'enchaînement des houles

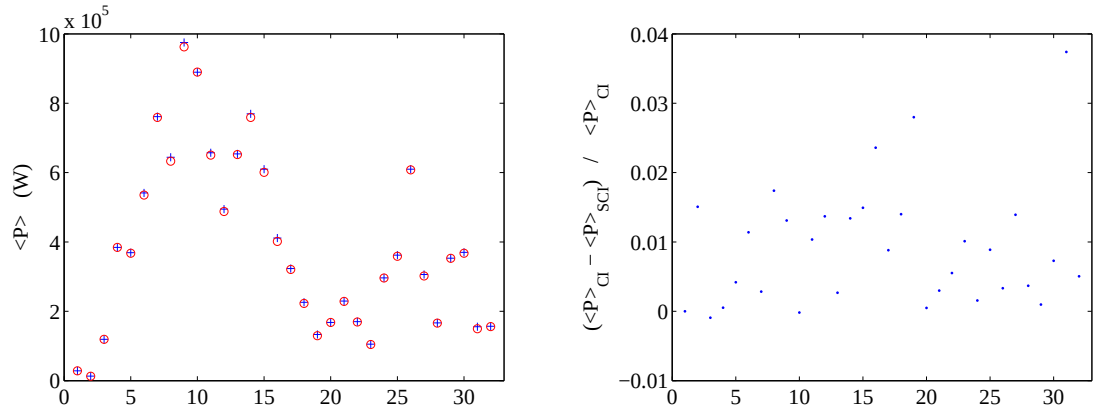
Le tableau B.1 présente l'enchaînement des états de mer utilisé dans l'étude présentée au paragraphe 3.3.5.

N° de la houle	$T_p(s)$	H_s (m)	N° de la houle	$T_p(s)$	H_s (m)
1	5	1	17	10	4
2	4	1	18	11	4
3	5	2	19	11	3
4	6	3	20	10	3
5	7	3	21	9	3
6	8	4	22	10	3
7	8	5	23	9	2
8	9	5	24	8	3
9	9	6	25	7	3
10	10	7	26	7	4
11	10	6	27	7	3
12	10	5	28	7	2
13	9	5	29	6	3
14	8	5	30	7	3
15	9	5	31	7	2
16	9	4	32	6	2

TAB. B.1 – Tableau décrivant l'enchaînement des houles utilisées au paragraphe 3.3.5

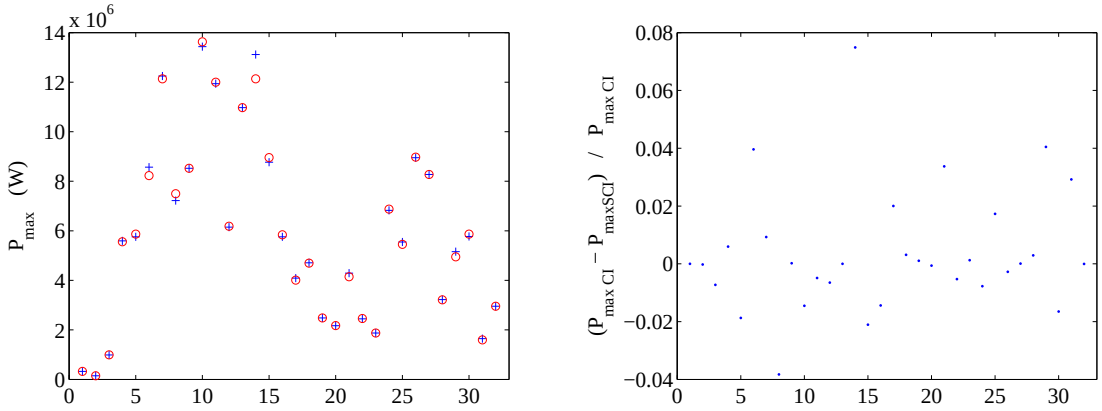
B.2 Résultats obtenus en mode latching

Sans considération de stockage, l'hypothèse consistant à négliger les conditions initiales, c'est à dire à négliger la prise en compte du régime transitoire mécanique au



(a) (b)

FIG. B.1 – Comparaison de la puissance moyenne récupérée (contrôle avec Latching) sur 32 cycles de houles avec et sans enchaînement des houles (+ : CI - o : SCI) (a) et écarts relatifs entre les puissances moyennes récupérées avec et sans enchaînements des houles (b)



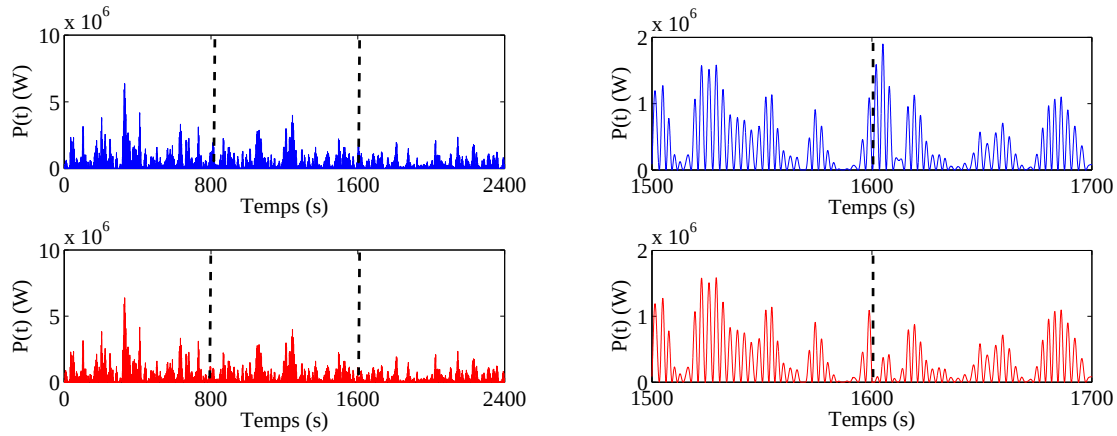
(a) (b)

FIG. B.2 – Comparaison de la puissance maximale (contrôle avec Latching) sur 32 cycles de houles avec et sans enchaînement des houles (+ : CI - o : SCI)

moment du changement d'état de mer, reste valable en mode Latching.

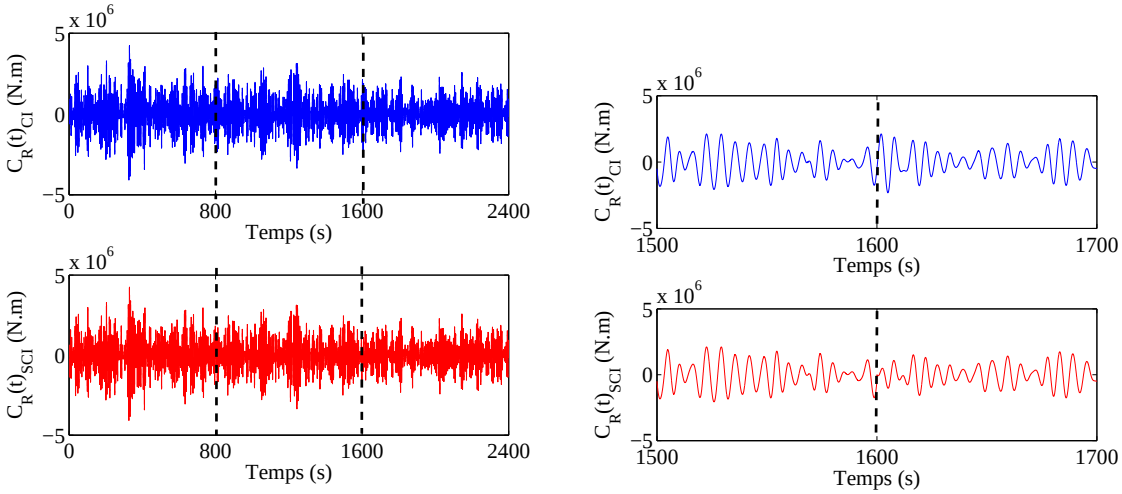
B.3 Analyse des mouvements au moment de l'enchaînement

Nous présentons l'allure des courbes obtenues en tenant compte ou non des conditions initiales du pendule, ceci pour trois états de mer. Nous avons tout d'abord simulé une houle de caractéristiques (T_p = 8s - H_s = 5m) puis (T_p = 9s - H_s = 5m) et enfin (T_p = 9s - H_s = 4m). Chaque houle étant simulée sur un cycle de 800s.



(a) (b)

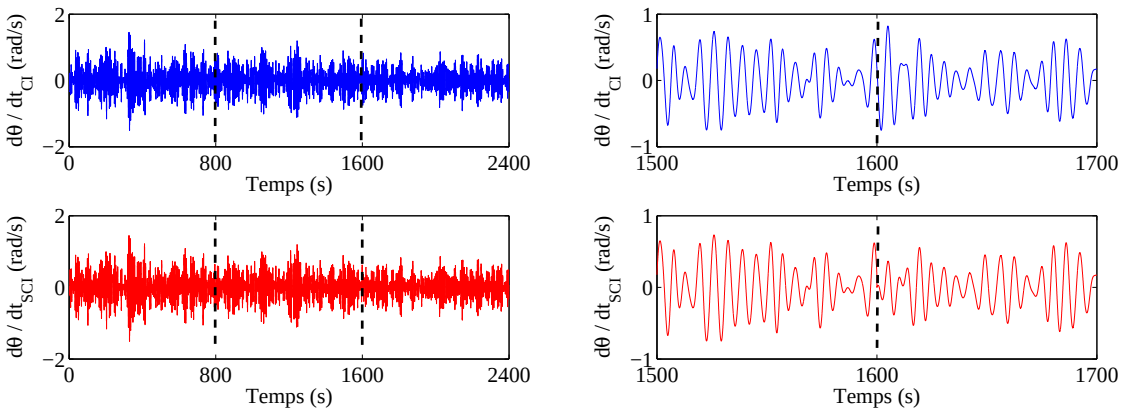
FIG. B.3 – Puissance instantanée (W) avec (bleu) et sans (rouge) prise en compte du régime transitoire mécanique au moment de l'enchaînement des houles (a) et zoom (b)



(a) (b)

FIG. B.4 – Couple instantané (N.m) avec (bleu) et sans (rouge) prise en compte du régime transitoire mécanique au moment de l'enchaînement des houles (a) et zoom (b)

Nous observons que durant chaque cycle de 800s, l'allure de la vitesse ainsi que celle du couple comportent très peu de différence. L'écart se fait principalement au moment de l'enchaînement des houles.



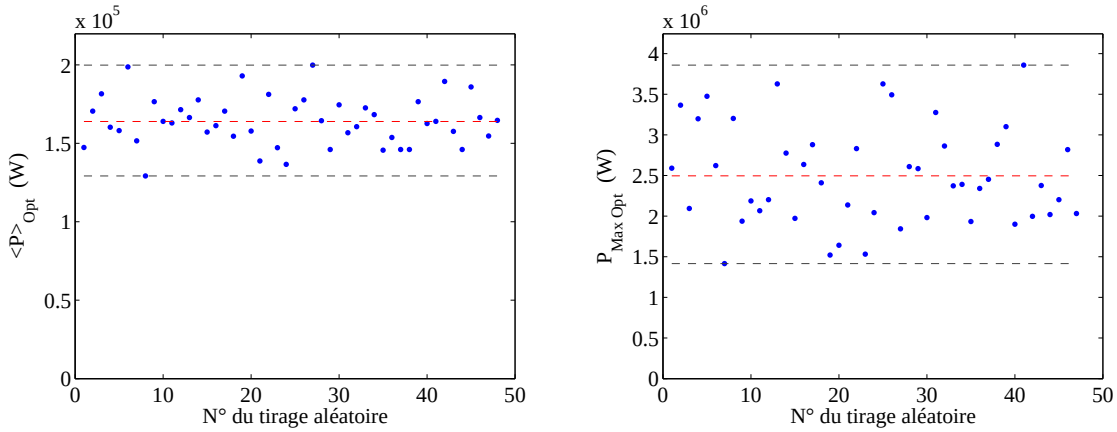
(a) (b)

FIG. B.5 – Vitesse instantanée (ard/s) avec (bleu) et sans (rouge) prise en compte du régime transitoire mécanique au moment de l'enchaînement des houles (a) et zoom (b)

Annexe C

Résultats complémentaires concernant l'aspect aléatoire de la houle

Nous avons présenté l'étude concernant la sensibilité à l'aspect aléatoire de la houle avec un contrôle à amortissement optimal au paragraphe 3.3.6. Nous avons réalisé cette étude également avec un contrôle par latching. La figure C.1 présente la puissance moyenne récupérée pour les 46 simulations réalisées. Nous rappelons que nous avons simulé 46 états de mer énergétiquement équivalents (T_p = 8 s - H_s = 3 m) mais dont les phases initiales ont été tirées aléatoirement (cf. paragraphe 3.3.6).



(a) (b)

FIG. C.1 – Nuage de points de la puissance moyenne récupérée (a) et de la puissance crête (b) avec un contrôle avec latching (T_p = 8 s, H_s = 3 m - 46 simulations)

La figure C.2 présente les valeurs optimales du coefficient d'amortissement pour les 46 simulations et la figure C.3 le rapport de la puissance moyenne récupérée optimale pour chaque simulation sur la puissance moyenne récupérée maximale (C.3(a)) ainsi que le rapport de la puissance maximale pour chaque simulation sur la puissance maximale C.3(b).

Les résultats sont similaires avec un contrôle à amortissement optimal et avec un contrôle par latching, à savoir les puissances moyennes récupérées et les puissances crêtes peuvent être très différentes d'une simulation à une autre pour une houle énergétiquement

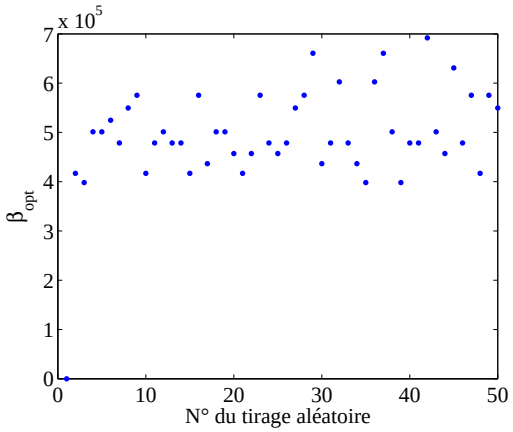
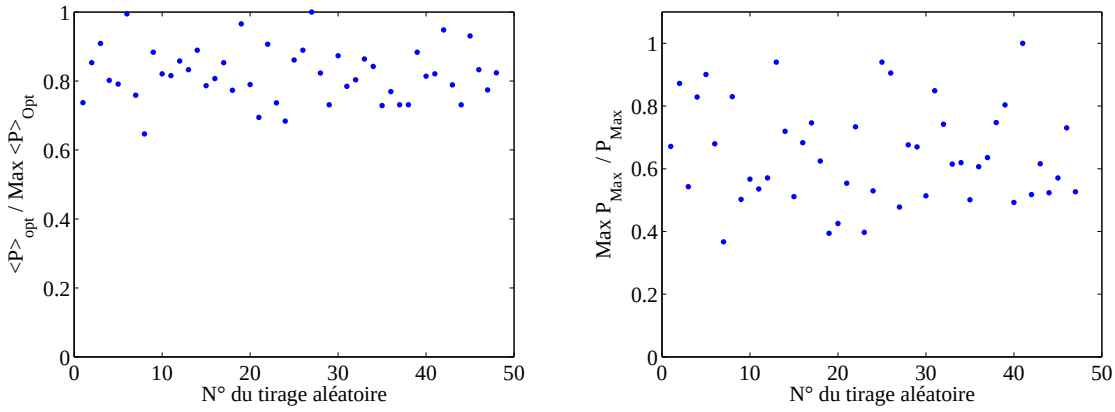


FIG. C.2 – Nuage de points du coefficient d'amortissement optimal relatif à la figure précédente ($T_p = 8$ s, $H_s = 3$ m - 50 simulations)



(a) (b)

FIG. C.3 – Rapport de la puissance moyenne récupérée optimale pour chaque simulation sur la puissance moyenne récupérée maximale (a) et rapport de la puissance maximale pour chaque simulation sur la puissance maximale (sur les 46 simlations) (b) avec un contrôle par latching

équivalente. Les phases initiales de la houle devront donc être mieux prises en compte dans le modèle de la houle.

Annexe D

Calcul du coefficient de fuites inter-aimants

Nous présentons ici la démarche de modélisation de la machine. Les paramètres géométriques de la machine sont présentés sur la figure D.1.

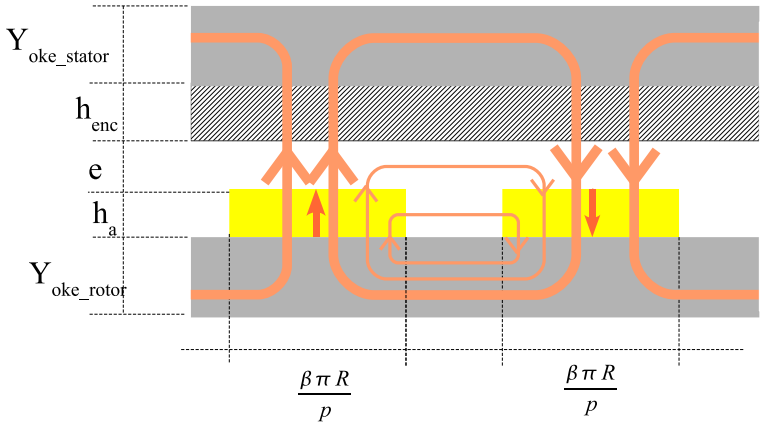


FIG. D.1 – Dessin expliquant les notations géométriques utilisées

Nous savons que l'induction magnétique dans l'entrefer n'est pas seulement radiale, mais comporte une composante ortho-radiale, qui traduit le phénomène de fuites magnétiques inter-aimants (Fig. D.1). Si nous ne tenons pas compte de ces fuites, l'algorithme générera des hauteurs d'aimants très importantes, afin d'augmenter le flux dans l'entrefer. Il était donc nécessaire de tenir compte de ces fuites.

Nous proposons un modèle simplifié, sur la base d'un simple schéma réluctant et en calculant ses réluctances en considérant des trajets moyens simplifiés pour les lignes de champ.

On définit les données géométriques :

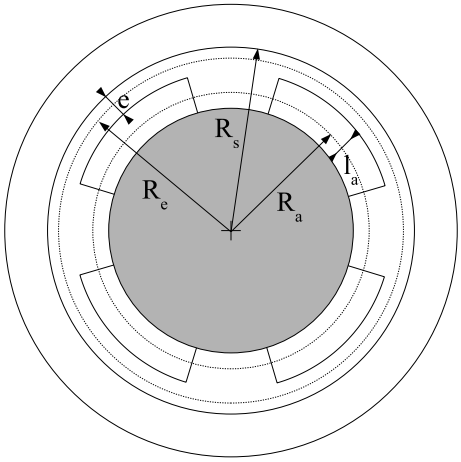
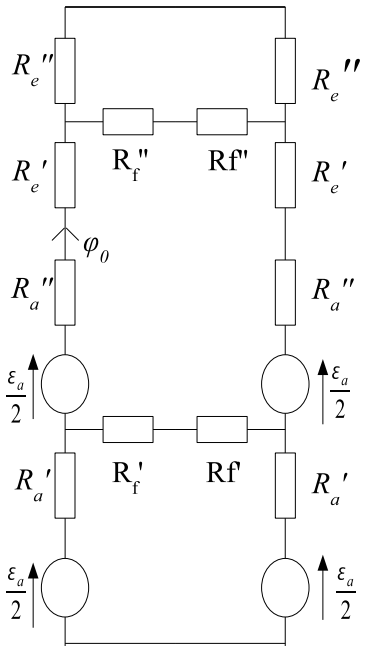


FIG. D.2 – Définition des dimensions utiles de la machine (R_e : rayon moyen d'entrefer - R_a : rayon moyen des aimants)

$$R_a = R_s - K_c e - \frac{l_a}{2} \qquad R_e = R_s - \frac{K_c e}{2}$$

$$R_{a2} = R_s - K_c e - \frac{l_a}{4} \qquad R_{a1} = R_s - K_c e - \frac{3 l_a}{4}$$

$$R_{e1} = R_s - \frac{3 K_c e}{4} \qquad R_{e2} = R_s - \frac{K_c e}{4}$$



$$R_a' = \frac{1}{\mu_0 \mu_a} \frac{h_a p}{\pi R_{a1} L_s} \qquad R_a'' = \frac{1}{\mu_0 \mu_a} \frac{h_a p}{\pi R_{a2} L_s}$$

$$R_e' = \frac{1}{\mu_0} \frac{e p}{\pi R_{e1} L_s} \qquad R_e'' = \frac{1}{\mu_0} \frac{e p}{\pi R_{e2} L_s}$$

$$R_f' = \frac{1}{2 \mu_0 \mu_a} \frac{\pi R_a}{p h_a L_s} \qquad R_f'' = \frac{1}{2 \mu_0} \frac{\pi R_e}{2 p e L_s}$$

$$\varepsilon_a = \frac{B_r h_a}{\mu_0 \mu_a}$$

FIG. D.3 – Modèle des fuites inter-aimants

Le coefficient de fuites K_f est défini par le rapport du flux lorsqu'on considère les fuites inter-aimants sur le flux lorsqu'on les néglige. Nous avons réalisé une modélisation de Thévenin et déterminé la f.e.m E_{th} ainsi que la résistance R_{th}.

$$E_{th} = \frac{R_{f'}\epsilon_a}{2(R_{a'} + R_{f'})}$$

$$R_{th} = \frac{R_{a'}R_{f'}}{R_{a'} + R_{f'}}$$

$$\phi_0 = \frac{E_{th} + \dfrac{\epsilon_a}{2}}{R_{th} + R_{a''} + R_{e'} + \dfrac{R_{e''}R_{f''}}{R_{e''} + R_{f''}}}$$

$$K_f = \frac{\dfrac{R_{f''}\phi_0}{R_{e2} + R_{f2}}}{\dfrac{\epsilon_a}{R_{a'} + R_{a''} + R_{e'} + R_{e''}}} \tag{D.1}$$

Annexe E

Modèle thermique en régime permanent

Nous décrivons dans cette annexe le modèle thermique simplifié utilisé dans les procédures de dimensionnement de la machine ainsi que le calcul des éléments du modèle. La principale hypothèse consiste à considérer un flux de chaleur totalement radial. Nous avons pris en compte les effets de convection et de rayonnement, la résistance thermique d'isolant dans les encoches R_{thenc} et la résistance thermique cuivre-fer $R_{thculstator}$. Le schéma équivalent de la figure E.1 montre la modélisation retenue.

L'échauffement en régime permanent est alors égal à :

$$[< P_j > + < P_{mg} >] \left(R_{thculstator} + R_{thConv/Ray}\right) + < P_j > R_{thenc} \leq \Delta\theta_{max} \qquad \text{(E.1)}$$

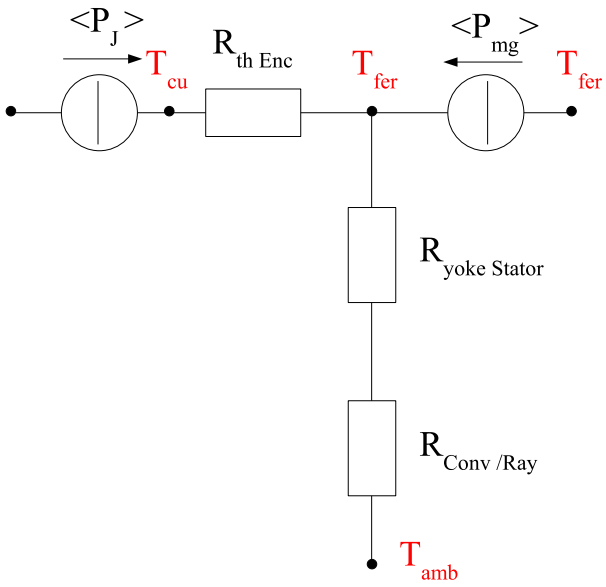


FIG. E.1 – Schéma du modèle thermique.

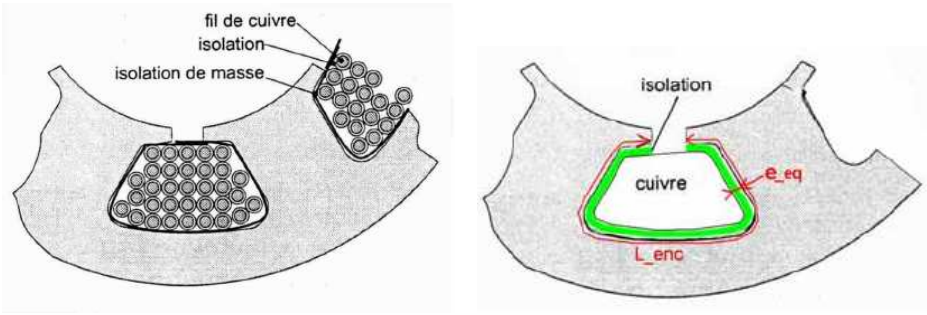
Nous définissons tout d'abord la résistance thermique cuivre-fer :

$$R_{thcuivrefer} = \frac{ln(\frac{R_s + h_{enc} + h_{yokestator}}{R_s + h_{enc}})}{\lambda_{fer} 2\pi L_s} \tag{E.2}$$

avec $\lambda_{fer} = 30\ Wm^{-1}K^{-1}$

Puis nous calculons la résistance thermique de l'isolant dans une encoche [Mul07] :

Nous considérons une seule encoche par pôle et par phase soit $N_e = 2$ p q. Nous calculons alors l'épaisseur équivalente de l'isolant en supposant que l'isolant de masse et l'isolant d'imprégnation des fils sont concentrés uniformément sur le périmètre de l'encoche (Fig. E.2).



(a) (b)

FIG. E.2 – .

$$e_{eq} = \frac{(1 - k_r) h_{enc} L_{enc}}{L_{enc} + 2h_{enc}} \tag{E.3}$$

avec $L_{enc} = k_{cf}\ \dfrac{2\pi(R_s + \frac{h_{enc}}{2})}{N_e}$, la largeur d'encoche moyenne.

Pour les N_e encoches :

$$T_{thenc} = \frac{1}{\lambda_{iso}} \frac{(1 - k_r) h_{enc} L_{enc}}{(L_{enc} + 2h_{enc})^2 N_e L_s} \tag{E.4}$$

Avec $\lambda_{iso} \approx 0.2\ Wm^{-1}K^{-1}$.

La résistance de convection et de rayonnement est définie par :

$$R_{Con/Ray} = \frac{1}{\alpha_{th} S_{th}} \tag{E.5}$$

Avec $S_{th} = 2\pi(R_s + h_{enc} + h_{yokestator}) L_s$ la surface d'échange et $\alpha_{th} \approx 10\ W.m^{-2}K^{-1}$ en convection naturelle.

Annexe F

Calcul de l'inductance normalisée

Pour l'évaluation de l'aptitude au défluxage, nous calculons l'inductance normalisée [Mul95]. Elle est égale à :

$$r = \frac{PnI_{max}}{p\widehat{\phi_f}}$$

.

Avec P la perméance cyclique définie par :

$$P = < Psed > R_s L s$$

On calcule ensuite ϕ_f.

$$\phi_f = \int_{-\frac{\pi}{2p}}^{+\frac{\pi}{2p}} B_{f1}(\gamma) R_s L_s d\gamma$$

Avec

$$B_{f1} = B_{fm1} cos(p\gamma + p\theta)$$

On obtient donc :

$$\phi_f = \frac{2B_{fm1} R_s L_s sin(p\theta)}{p}$$

Et finalement :

$$\widehat{\phi_f} = \frac{2B_{fm1} R_s L_s}{p} \tag{F.1}$$

Puis nous calculons nI_{max}.

$$n\widehat{I} = \frac{\widehat{A_L}\pi R_s}{pq}$$

L'inductance normalisée est donc égale à

$$r = < P_{sed} > \widehat{A_L} \frac{\pi R_s}{2qB_{fm1}} \tag{F.2}$$

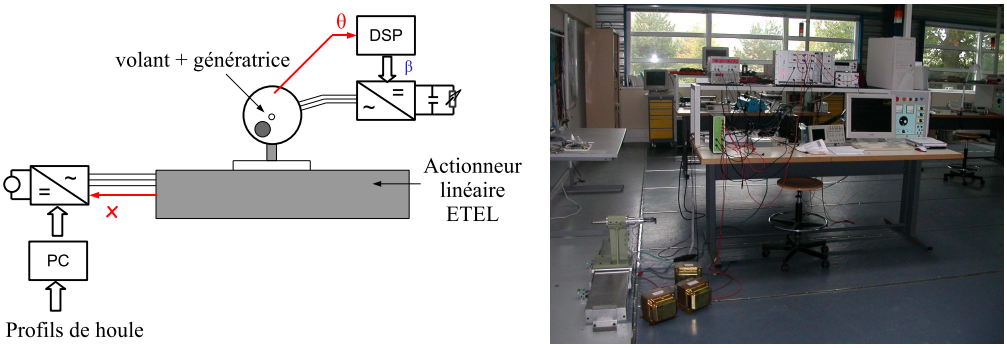
Annexe G

Mise en oeuvre d'une maquette expérimentale monoaxe

Une maquette de principe à échelle réduite a été réalisée afin de réaliser des études expérimentales, vérifier les différents modes de contrôle développés et développer de nouvelles stratégies de contrôle. Nous expliquons ici sa mise en oeuvre.

Les forces d'excitation générées par les vagues sur le flotteur sont simulées par un simulateur mécanique mono-directionnel, à axe horizontal. Un pendule modulable a été conçu et réalisé à l'occasion d'un projet d'élèves ingénieur de l'ENSIETA [Hou05]. Enfin une génératrice a été choisie.

Tout d'abord nous avons cherché à travailler à échelle réduite afin de travailler à des fréquences plus élevées. Nous pouvons avec les effets d'échelle approximer l'énergie réelle récupérée.



(a) (b)

FIG. G.1 – Schéma et photo du banc d'essai

Le générateur de vagues

L'excitateur est constitué d'un moteur linéaire triphasé à aimants Etel LMA 11-050 [ETE]. Sa course est de 500 mm, sa vitesse maximale est de 3 m/s. Son accélération maximale est de 30 $m.s^{-2}$. Il possède une force continue de 1477 N à 130°C et une force maximale de 3689 N.

Il est relié à un variateur Etel et est commandé à l'aide du logiciel ComET. Il permet de simuler des mouvements complexes, tels que des profils de houles.

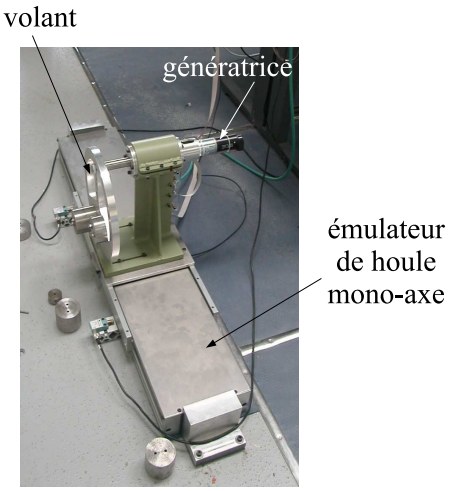


FIG. G.2 – Photo du banc d'essai.

Le pendule

La masse pendulaire est en fait un volant avec une masse décentrée et réglable. Les élèves de l'ENSIETA ont conçu un système permettant de modifier à la fois la masse, l'excentricité et l'inertie du système pendulaire.

Le volant est constitué d'un disque avec une masse décentrée, percée en différents endroits. Nous pouvons rajouter des masselottes sur la partie pleine du volant. Ceci permet de modifier à la fois la masse et l'inertie du système.

De plus une barre reliant le centre du volant à sa périphérie est également percée, offrant différentes possibilités pour le point d'accroche du pendule. L'excentricité peut être alors modifiée.

Ainsi nous pouvons tester des masses allant de 2.4 à 15 kg, des inerties allant de 0,072 $kg.m^2$ à 0.67 $kg.m^2$ et une excentricité allant de 0.112 à 0.185 m.

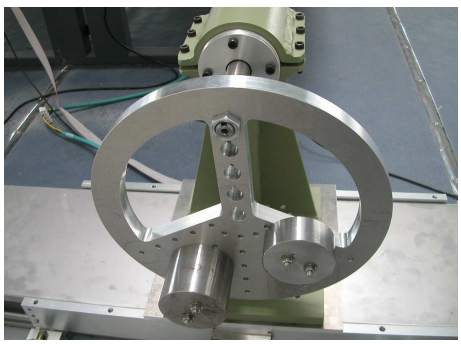
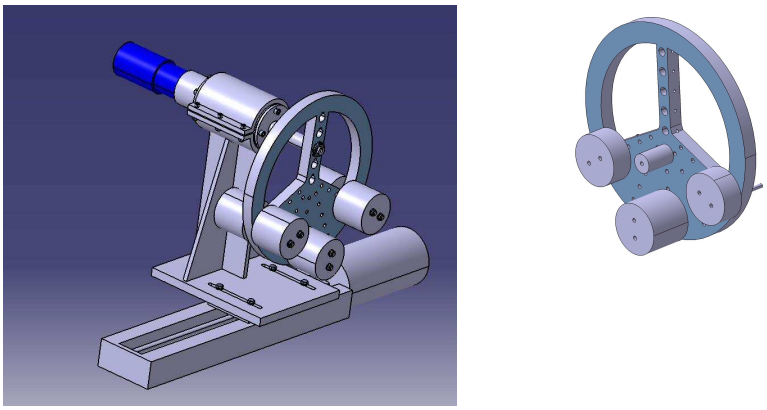


FIG. G.3 – Photo du système pendulaire.



(a) (b)

FIG. G.4 – Image réalisées à l'aide du logiciel Catia présentant le volant (a) ainsi que le système d'accroche des masselottes [Hou05].

La génératrice

Enfin une génératrice brushless, comportant un multiplicateur de vitesse de rapport 50, a été placée de façon à contrôler le mouvement du volant. Elle est contrôlée en courant à l'aide d'un onduleur triphasé [Ber02].

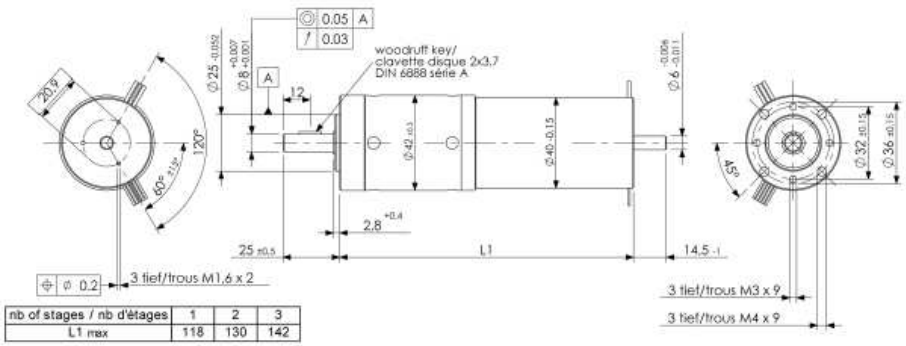


FIG. G.5 – Plan de la génératrice.

Ses caractéristiques techniques sont présentés dans le tableau G.1.

Caractéristique	unité	valeur
Rapport de réduction		50
Nombre d'étages		2
Rendement		0.75
Vitesse à vide	tr/mn	118
Vitesse en charge	tr/mn	100
Couple nominal	Nm	4.0
Courant nominal	A	3.2

TAB. G.1 – Caractéristiques techniques de la génératrice

Nous avons commencé à identifier le système. Cependant nous avons eu des problèmes techniques qui nous ont retardés.

Bibliographie

[Bab05] A. Babarit. *Optimisation hydrodynamique et contrôle optimal d'un récupérateur d'énergie des vagues*. Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes, 2005.

[Bab06a] A. Babarit, H. B. Ahmed, A. Clément, V. Debusschere, G. Duclos, B. Multon et G. Robin. *Simulation of electricity supply of an atlantic island by offshore wind turbines and wave energy converters associated with a medium scale local energy storage*. Renewable Energy, volume 31, pp. 153–160, February 2006.

[Bab06b] A. Babarit et A. Clément. *Optimal latching control of a wave energy device in regular and irregular waves*. Applied Ocean Research, pp. 77–91, 2006.

[Bak03] N. Baker. *Linear Generators for Direct Drive Marine Renewable Energy Converters*. Thèse de doctorat, School of Engineering University of Durham, 2003.

[Ben05] H. BenAhmed, N. Bernard, G. Feld et B. Multon. *Machines synchrones - principes généraux et structures*. Techniques de l'Ingénieur. D3520, 2005.

[Ber02] N. Bernard. *Machine synchrone de la boucle ouverte à l'autopilotage*. Revue 3EI, volume 30, pp. 24–39, septembre 2002.

[Bis06] D. Biswarup et C. P. Bikash. *Voltage control performance of aws connected for grid operation*. IEEE Transactions on Energy Conversion, volume 21, no. 2, pp. 353–361, June 2006.

[Boy96] G. Boyle. *Power for a sustainable future*. Renewable Energy, Oxford University Press, p. 480, 1996.

[Cav04] P. Cavarec et B. M. H. Ben Ahmed. *Actionneurs électromagnétiques - classification topologique - d3412*. Techniques de l'Ingénieur, février 2004.

[Cle02a] A. Clement. *Propagation des ondes de gravité*. Cours de l'Ecole Centrale de Nantes, 2002.

[Cle02b] A. Clement. *Wave energy in europe : current status and perspectives*. Renewable and sustainable Energy Reviews, Pergamon, pp. 405–431, 2002.

[Deb95] K. Deb et R. Agrawal. *Simulated binary crossover for continuous search space*. Complex Systems, volume 9, no. 2, pp. 115–148, 1995.

[Deb00] K. Deb, S. Agrawal, A. Pratab et T. Meyarivan. *A fast elitist non-dominated sorting genetic algorithm for multi-objective optimization : Nsga-ii*. Proceedings of the Parallel Problem Solving from Nature VI Conference, pp. 849–858, 2000.

[Deb02] K. Deb, A. Pratab, S. Agrawal et T. Meyarivan. *A fast and elitist genetic algorithm : Nsga-ii*. IEEE Transactions on evolutionary computation, volume 6, no. 2, pp. 182–197, April 2002.

[ETE] ETEL. *Linear motor*. http ://www.etel.ch/.

[Fal00] Falnes. *Ocean Waves And Oscillating Systems : Linear Interactions Including Wave-energy Extraction*. Cambridge University Press, 2000.

[Hoa95] E. Hoang. *Etude, modélisation et mesure des pertes magnétiques dans les moteurs à réluctance variale à double saillance*. Thèse de doctorat, Ecole Normale Supérieure de Cachan, 1995.

[hog] hoganas. *Metals powder*. http ://www.hoganas.com/.

[Hou05] A. Houël et P. Cougnaud. *Conception mécanique d'un houlo-générateur pour la récupération de l'énergie des vagues*. Rapport de stage ingénieur, 2nd année ENSIETA, Juin 2005.

[Juf95] M. Jufer. *Electromécanique*. Traité d'électricité, volume 9, Fevrier 1995.

[Juf99] M. Jufer. *Performances limites des entrainements directs*. CEMD, pp. 15–21, Fevrier 1999.

[Kon93] A. Kone, B. Nogarede et M. L. Mazenc. *Le dimensionnement des actionneurs électriques : un problème de programmation non linéaire*. J. Phys., pp. 285–301, 1993.

[Mac04] G. Mackie. *Wave power and operator experience*. Seatech Week, CDROM proc, pp. 182–197, October 2004.

[Mul95] B. Multon, J. Lucidarme et L. Prévond. *Analyse des possibilités de fonctionnement en régime de désexcitation des moteurs à aimants permanents*. J. Phys., pp. 623–640, may 1995.

[Mul04] B. Multon, G. Robin, M. Ruellan et H. B. Ahmed. *Situation énergétique mondiale à l'aube du 3ème millénaire. perspectives offertes par les ressources renouvelables*. 3EI, pp. 20–33, Mars 2004.

[Mul06a] B. Multon, A. Clement, M. Ruellan, J. Seigneurbieux et H. BenAhmed. *Systèmes de conversion des ressources énergétiques marines*. Dans Hermes, éditeur, *Les Nouvelles Technologies de l'Energie*, pp. 223–266. Paris, France, 2006.

[Mul06b] B. Multon, G. Robin, M. Ruellan et H. B. Ahmed. *Comparaison du couple massique de diverses architectures de machines tournantes synchrones à aimants*. REE, pp. 85–93, Septembre 2006.

[Mul07] B. Multon. *Conception et optimisation de systèmes électromagnétiques*. Cours de master 2, 2007.

[Pol04] H. Polinder, E. Damen et F. Gardner. *Linear pm generator system for wave energy conversion in the aws*. IEEE Transactions on Energy Conversion, volume 19, no. 3, p. 7, September 2004.

[Pol05] H. Polinder et M. Scuotto. *Wave energy converters and their impact on power systems*. Future Power Systems, p. 9, November 2005.

[Pol07] H. Polinder, D. Bang, R. VanRooij, A. McDonald et M. Mueller. *10 mw wind turbine direct-drive generator design with pitch or active speed stall control*. IEMDC, CDROM proc., p. 6, May 2007.

[Reg05] J. Regnier, X. Roboam et S.Astier. *Optimal design of electrical engineering systems using pareto genetic algorithms*. EPE Conf., CDROM proc., Septembre 2005.

[Roz04] B. Rozel. *Simulation numérique d'un système houlogénérateur*. Rapport de stage magistère, 2nd année ENS de Cachan - SATIE, Juin-Juillet 2004.

[Rue05] M. Ruellan, S. Turry, H. BenAhmed et B. M. and. *Electromagnetic resonance generator*. CDROM proc. IAS, p. 8, Oct. 2005.

[Rue06a] Ruellan. *Pré-dimensionnement d'un houlo-générateur pendulaire*. REE, pp. 87–97, Juin/juillet 2006.

[Rue06b] M. Ruellan, H. BenAhmed, B. Multon, A. Babarit et A. Clement. *Control influence on the electromagnetic generator pre-design for a wave energy converter*. CDROM proc. ICEM, September 2006.

[Rue07] M. Ruellan, H. BenAhmed, B. Multon, C. Josset, A. Babarit et A. Clement. *Design methodology for a searev wave energy converter*. CDROM proc. IEMDC, special session, May 2007.

[Sae06] M. Saemann. *Image de synthèse du searev*. Science et Vie Junior, Juillet 2006.

[Scu06] M. Scuotto., H. Polinder et M. Huizer. *Modelling and controlling attractive forces in permanent magnet machines*. ICEM, CDROM proc., September 2006.

[Soe03] H. Soerensen et all. *Development of wave dragon from scale 1 :50 ot prototype*. Fifth European Wave Energy Conference, p. 7, 2003.

[Soe05] H. Soerensen et E. Madsen. *The results of two years testing in real sea of wave dragon*. proc. of 6th European Wave and Tidal Energy Conference, 2005.

[Tay03] G. Taylor. *Wave energy commercialisation*. 3rd Annual Alternative Energy Seminar, December 2003.

[Tho04] T. Thorpe. *Wave energy*. 2004 Survey of Energy Resources, volume 15, pp. 401–417, April 2004.

[Yem00] R. Yemm, R. Henderson et C. Taylor. *The opd pelamis wec : Current status and onward programme*. Wave Energy Conference, Alborg, 2000.