

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

THÈSE PAR ARTICLES PRÉSENTÉE À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DU
DOCTORAT EN GÉNIE
Ph.D.

PAR
Félix CHÉNIER

DÉVELOPPEMENT D'UN SIMULATEUR DE PROPULSION EN FAUTEUIL ROULANT
MANUEL AVEC BIOFEEDBACK HAPTIQUE

MONTRÉAL, LE 7 MAI 2012

© Tous droits réservés, Félix Chénier, 2012

© Tous droits réservés

Cette licence signifie qu'il est interdit de reproduire, d'enregistrer ou de diffuser en tout ou en partie, le présent document. Le lecteur qui désire imprimer ou conserver sur un autre média une partie importante de ce document, doit obligatoirement en demander l'autorisation à l'auteur.

PRÉSENTATION DU JURY

CETTE THÈSE A ÉTÉ ÉVALUÉE

PAR UN JURY COMPOSÉ DE:

M. Rachid Aissaoui, directeur de thèse
Département de génie de la production automatisée, École de technologie supérieure

M. Pascal Bigras, codirecteur
Département de génie de la production automatisée, École de technologie supérieure

M. Yvan Petit, président du jury
Département de génie mécanique, École de technologie supérieure

M. François Routhier, examinateur externe
Centre interdisciplinaire de recherche en réadaptation et intégration sociale (CIRRIIS), Institut
de réadaptation en déficience physique de Québec, Département de réadaptation, Université
Laval

M. Ilian Bonev, membre du jury
Département de génie mécanique, École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 1^{er} MAI 2012

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Après avoir terminé un tel projet d'envergure, on regarde en arrière et on réalise qu'à travers le chemin tortueux du doctorat, on a fait la rencontre de gens brillants, intéressants et généreux. Dans cette section, je tiens à adresser mes remerciements les plus chaleureux à ces gens, qui ont contribué de près ou de loin au succès de ce projet.

Je commencerai par remercier mon directeur de recherche, Rachid Aissaoui, pour avoir cru en ma capacité de réaliser ce projet complexe et intéressant, et de m'avoir laissé une grande liberté du début à la fin. Rachid est extrêmement généreux de son temps et a souvent mis beaucoup d'énergie à me faire comprendre la multitude d'idées qu'il avait en tête. Travailler avec Rachid aura été une expérience enrichissante, agréable et humaine.

Je souhaite remercier mon codirecteur, Pascal Bigras, pour sa participation très active dans le projet. Disponible, sympathique et d'un intérêt palpable pour les problèmes de robotique appliqués à des domaines variés, Pascal a été d'une aide inestimable sur les aspects du contrôle, de l'identification de paramètres et de l'analyse de stabilité.

Je veux remercier les autres membres du jury, François Routhier, Yvan Petit et Ilian Boney, pour avoir apporté leur temps précieux et leurs expertises respectives lors de la lecture approfondie et critique de cette thèse.

Merci à Dany Gagnon, chercheur au centre de recherche interdisciplinaire en réadaptation (CRIR) à l'institut de réadaptation Gingras-Lindsay-de-Montréal (IRGLM). Dany a apporté son oeil éclairé sur le biofeedback et sur la propulsion en fauteuil roulant, et a généreusement adapté son protocole expérimental lors de la collecte de données de propulsion chez des sujets blessés médullaires pour y inclure mes propres manipulations et instruments.

Merci à Sylvie Nadeau, chercheuse au CRIR à l'IRGLM, qui a offert son analyse et ses commentaires sur le développement du projet à mi-parcours.

VI

Merci à toutes ces personnes qui ont généreusement accepté d'être sujets pour la validation du modèle dynamique du fauteuil roulant. En donnant ainsi un peu de votre temps, vous avez contribué directement au succès de ce projet.

Merci aux techniciens Sevag Christopher Avakian et Anthony Remington, qui par leur ouverture et par leur professionnalisme, ont su plus d'une fois apporter des solutions efficaces à des problèmes concrets.

Merci aux étudiants stagiaires qui ont travaillé de près ou de loin sur ce projet : Sara Séguin et Judie Ratelle à l'ÉTS, ainsi que Marie-France Charbonneau et Simon Décary à l'IRGLM.

Merci à tous les étudiants du laboratoire pour avoir créé cette ambiance de travail agréable. Un salut particulier à Pierre-Olivier et à Michaël. Vous êtes la preuve vivante que l'intelligence est un concept variable et abstrait.

Je veux remercier mes parents et mes proches pour leurs encouragements tout au long de mes études. Je pense ici particulièrement à mon épouse, Sophie, qui m'a offert sans relâche une écoute inégalée et de judicieux conseils. Un petit coucou à mon fils, Éliot, qui m'offre depuis peu de magnifiques sourires avec ses quatre petites dents.

Finalement, je me dois de remercier les organismes et institutions qui ont apporté un soutien financier à ce projet. Il s'agit des Fonds de recherche du Québec en natures et technologies (FRQNT), du Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG), et de l'École de technologie supérieure (ÉTS).

DÉVELOPPEMENT D'UN SIMULATEUR DE PROPULSION EN FAUTEUIL ROULANT MANUEL AVEC BIOFEEDBACK HAPTIQUE

Félix CHÉNIER

RÉSUMÉ

La propulsion en fauteuil roulant manuel entraîne une charge élevée et répétée aux épaules, si bien que près d'un utilisateur sur deux y développera de la douleur chronique au cours de sa vie. Il est possible qu'une légère amélioration de l'efficacité de la propulsion contribuerait à réduire le risque et la prévalence de douleur à long terme. Or, l'entraînement de sujets en vue d'améliorer leur efficacité de propulsion a déjà été tenté à l'aide de biofeedback visuel et a fourni des résultats mitigés. En se basant sur les récentes avancées en réadaptation assistée par robotique, nous émettons l'hypothèse qu'un biofeedback haptique serait plus adapté que le biofeedback visuel pour modifier la direction des forces appliquées par l'utilisateur. Le développement d'un simulateur de propulsion en fauteuil roulant manuel constitue le sujet de cette thèse, ce simulateur permettant de fournir un biofeedback haptique à l'utilisateur de façon à rediriger son parcours de direction de forces vers un parcours prédéterminé.

Un estimateur de l'orientation des roues avant d'un fauteuil roulant est tout d'abord développé et présenté, celui-ci permettant de déterminer l'orientation des forces de résistance au roulement. Sa précision est de $\pm 5^\circ$ à $\pm 8^\circ$ selon la trajectoire du fauteuil. Un modèle dynamique du fauteuil et une technique d'identification de ses paramètres sont ensuite développés et validés avec 10 sujets. Comparativement au modèle d'un ergomètre à rouleaux standard, ce modèle estime la vitesse des roues arrière avec près de la moitié de l'erreur lors de manoeuvres de tournants, avec des erreurs de vitesse RMS (valeur efficace) de 6 % à 13 % selon la trajectoire du fauteuil. En troisième lieu, un simulateur de propulsion en fauteuil roulant est réalisé en tant qu'interface haptique à commande d'admittance. Ce simulateur reproduit le modèle dynamique du fauteuil développé précédemment avec une erreur de vitesse RMS de moins de 0,9 %. Finalement, une étude préliminaire sur le biofeedback haptique est réalisée sur un sujet pilote. Cette étude a permis d'augmenter l'efficacité de la propulsion du sujet de 10 %.

Le simulateur développé dans cette thèse servira dans un premier temps à étudier l'impact sur l'épaule de différents parcours de direction de forces, et contribuera à étendre les connaissances actuelles sur les meilleures techniques de propulsion. Par la suite, il permettra d'entraîner les utilisateurs de fauteuil roulant manuel à utiliser une technique de propulsion optimale, de façon à réduire le risque de développer de la douleur chronique à l'épaule.

Mot-clés: Fauteuils roulants, Simulateurs, Ergomètres, Biofeedback, Interfaces haptiques, Systèmes à temps réel, Robotique, Modélisation de systèmes, Observateurs, Stabilité.

DEVELOPMENT OF A MANUAL WHEELCHAIR PROPULSION SIMULATOR THAT PROVIDES HAPTIC BIOFEEDBACK

Félix CHÉNIER

ABSTRACT

Manual wheelchair propulsion generates a high and repeated load on the shoulders, and eventually causes chronic shoulder pain to near half of the users. A small improvement of the propulsion efficiency could decrease the risk of long term shoulder pain. Training sessions were previously attempted, where a visual biofeedback was presented to subjects in order to improve their propulsion efficiency. However, these sessions led to mixed results. Based on recent advances in robot-assisted rehabilitation, we hypothesize that a haptic biofeedback would be more suited than a visual biofeedback to induce a change of force direction in the users' propulsion pattern. The topic of this thesis is the development of a manual wheelchair simulator that provides a haptic biofeedback to the users to redirect their force direction patterns toward a desired pattern.

A caster wheels orientation estimator is first developed and presented. This estimator allows to model the orientation of the rolling resistance forces. Its precision is of $\pm 5^\circ$ to $\pm 8^\circ$ depending on the wheelchair trajectory. Second, a dynamic model of the wheelchair and an identification method for its three parameters are developed and validated with 10 subjects. Compared to the model of a standard roller ergometer, this new model estimates the rear wheels velocity with near half the error, with root-mean-square (RMS) velocity errors of 6% to 13% depending on the wheelchair trajectory. Third, a manual wheelchair simulator is implemented as a haptic interface based on an admittance command. This simulator reproduces the presented dynamic model of the wheelchair with a RMS velocity error of less than 0.9%. Finally, a preliminary haptic biofeedback experiment is realized with one pilot subject. The haptic biofeedback allowed to increase the subject's propulsion efficiency by 10%.

The simulator presented in this thesis will be a tool of choice, in a first time to study the real impact on the shoulder of different force direction patterns, and will contribute to extend the knowledge on the best wheelchair propulsion techniques. Later, this simulator will allow to train wheelchair users to use an optimal propulsion technique, in the aim of reducing the risk of developing chronic shoulder pain.

Keywords: Wheelchairs, Simulators, Ergometers, Biofeedback, Haptic interfaces, Real time systems, Robotics, System modelling, Observers, Stability.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE	5
1.1 Biomécanique de la propulsion en fauteuil roulant.....	5
1.1.1 Efficacité mécanique de la propulsion	7
1.1.2 Mesure de la MEF	8
1.1.3 Conflit entre l'efficacité mécanique et la charge à l'épaule.....	10
1.2 Biofeedback	13
1.2.1 Biofeedback sur la propulsion en fauteuil roulant.....	13
1.2.2 Biofeedback haptique	16
1.3 Revue des ergomètres de fauteuil roulant	20
1.3.1 Ergomètre mobile	21
1.3.2 Ergomètre à tapis roulant	22
1.3.3 Ergomètre à rouleaux	23
1.3.4 Ergomètre intégré	26
1.3.5 Conclusion	30
CHAPITRE 2 MÉTHODOLOGIE	33
2.1 Plateforme originale	35
2.2 Principales étapes de réalisation	35
CHAPITRE 3 ARTICLE 1 : AN ORIENTATION ESTIMATOR FOR THE MANUAL WHEELCHAIR'S CASTER WHEELS	39
3.1 Abstract	40
3.2 Introduction	41
3.3 Mathematical model.....	44
3.4 Stability of the estimator	48
3.5 Experimental validation.....	52
3.5.1 Test conditions	52
3.5.2 Instrumentation	53
3.5.3 Data processing	54
3.6 Results	56
3.7 Discussion	58
3.8 Conclusion	61
3.9 Appendix	62
CHAPITRE 4 ARTICLE 2 : A NEW DYNAMIC MODEL OF THE WHEELCHAIR PROPULSION ON STRAIGHT AND CURVILINEAR PATTERNS	65
4.1 Abstract.....	66

4.2	Introduction	68
4.3	Dynamic models	70
4.3.1	WSL model	70
4.3.2	WSC model	71
	4.3.2.1 Dynamic constraints	72
	4.3.2.2 Kinematic constraints	73
4.4	Parameter identification	74
4.4.1	WSL model	74
4.4.2	WSC model	74
4.4.3	State estimation	75
4.5	Experimental method	76
4.5.1	Parameter identification	77
	4.5.1.1 WSL model	78
	4.5.1.2 WSC model	79
4.5.2	Velocity estimation	79
4.5.3	Sensitivity analysis	81
4.6	Results	82
4.6.1	Parameter identification	82
4.6.2	Velocity estimation	84
4.6.3	Sensitivity analysis	84
4.7	Discussion	85
4.7.1	Parameter identification	85
4.7.2	Velocity estimation	87
4.7.3	Sensitivity analysis	89
4.8	Conclusion	89
CHAPITRE 5 ARTICLE 3 : A NEW WHEELCHAIR ERGOMETER DESIGNED AS AN ADMITTANCE-CONTROLLED HAPTIC ROBOT		91
5.1	Abstract	92
5.2	Introduction	93
5.3	Description of the prototype	94
5.3.1	Overview	94
5.3.2	Haptic control	96
5.3.3	Virtual environment	97
5.3.4	Haptic interface	99
5.3.5	Stability	99
	5.3.5.1 Passivity of the virtual environment	101
	5.3.5.2 Transparency of the haptic interface	103
5.4	Experimental method	103
5.4.1	Frequency response of the compensators	105
5.4.2	Accuracy of the compensators	105
5.4.3	Minimal VE parameters values	105
5.4.4	Resultant propulsion forces	106
5.5	Results	107

5.5.1	Frequency response of the compensators	107
5.5.2	Accuracy of the compensators	107
5.5.3	Minimal VE parameters values	108
5.5.4	Resultant propulsion forces.....	109
5.6	Discussion.....	110
5.6.1	Transparency of the haptic interface	110
5.6.2	Propulsion on the ergometer.....	111
5.7	Conclusion	113
5.8	Acknowledgments.....	113
CHAPITRE 6 BIOFEEDBACK HAPTIQUE		115
6.1	Génération du biofeedback haptique.....	115
6.2	Configuration de l'ergomètre	118
6.3	Enregistrement des patrons de base	118
6.4	Modification de la propulsion sans biofeedback.....	119
6.5	Modification de la propulsion avec biofeedback	121
6.6	Discussion	123
6.6.1	Fatigue de l'utilisateur	125
6.6.2	Biofeedback et validité du calcul de la MEF.....	125
6.6.3	Personnalisation du modèle dynamique et des moments de biofeedback ..	126
6.6.4	Cinématique de la propulsion	126
6.6.5	Sujets blessés médullaires	127
CHAPITRE 7 DISCUSSION GÉNÉRALE		129
7.1	Réalisme de la propulsion	129
7.1.1	Mouvement du tronc et du membre supérieur	129
7.1.1.1	Ajout d'un degré de liberté	130
7.1.1.2	Identification des paramètres	132
7.1.1.3	Programmation dans l'ergomètre	133
7.1.2	Simulation de pentes	133
7.1.3	Rétroaction visuelle	135
7.2	Estimation de la MEF	137
7.2.1	Point d'application par cinétique.....	139
7.2.2	Point d'application par cinématique	140
7.2.3	Point d'application par mesure directe	141
7.3	Protocole de présentation du biofeedback.....	142
7.4	Dynamique inverse en temps réel	143
CONCLUSION		147
BIBLIOGRAPHIE		150

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1	14
Amélioration de la technique de propulsion à l'aide de biofeedback visuel.....	
Tableau 1.2	29
Résumé des caractéristiques des ergomètres à rouleaux décrits dans la littérature	
Tableau 1.3	32
Résumé des propriétés des ergomètres existants, en lien avec les critères énoncés à la section 1.3	
Table 4.1	77
Subjects' anthropometrics	
Table 4.2	82
Parameters of the WSL model.....	
Table 4.3	83
Estimated parameters of the WSC model	
Table 4.4	85
Velocity estimation error $\varepsilon_{1\text{subject}}$ on four test conditions of continuous propulsion.....	
Table 5.1	104
Virtual environment's parameters values	
Table 5.2	108
Three stable cases with low inertial parameters	
Tableau 6.1	119
Paramètres de simulation utilisés pour l'expérimentation avec biofeedback haptique.....	

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1	Phases du cycle de propulsion5
Figure 1.2	Quatre types de patrons de recouvrement6
Figure 1.3	Forces et moments sur la roue.....9
Figure 1.4	Analyse de la propulsion en fauteuil roulant avec une MEF de 1..... 11
Figure 1.5	Biofeedback visuel fourni à l'utilisateur d'un fauteuil roulant placé sur un tapis roulant 13
Figure 1.6	Deux modes de rétroaction haptique active 17
Figure 1.7	Résultats de l'entraînement du bras hémiparétique en mode actif-assisté pour un sujet 18
Figure 1.8	Résultat de l'entraînement du bras hémiparétique en mode actif-contraint pour un sujet 19
Figure 1.9	Photographie d'un ergomètre mobile..... 22
Figure 1.10	Schémas et photographies d'ergomètres à rouleaux 27
Figure 1.11	Schémas et photographies d'ergomètres à rouleaux (suite) 28
Figure 1.12	Schémas et photographies d'ergomètres intégrés 31
Figure 2.1	Photographie de l'ergomètre original du LIO 36
Figure 2.2	Schéma de contrôle de l'ergomètre proposé 36
Figure 2.3	Interconnexions entre les composantes de l'ergomètre proposé 37
Figure 3.1	Top view of the wheelchair 44
Figure 3.2	An illustration of the estimator's possible behavior when the stability condition is ignored 50
Figure 3.3	Anti-return mechanism on the rear wheels: a case where the estimator becomes temporarily unstable 51

Figure 3.4	Top view of the four infrared emitters mounted on the wheelchair frame and the caster fork	54
Figure 3.5	Photo of the instrumented wheelchair placed on a scale prior to the experiment	55
Figure 3.6	Estimated CWO and reference CWO on the vinyl floor	57
Figure 3.7	Accuracy of the estimator on different surfaces and with different normal forces on the caster wheels	57
Figure 3.8	Estimated CWO and reference CWO for different initial conditions.....	58
Figure 3.9	Forces applied on the caster wheel	62
Figure 4.1	Simulation implementation of both models.....	71
Figure 4.2	Free body diagram of the WSC model	72
Figure 4.3	Controlled path of three 6-m straight line sections and four 1-m radius U-turns in both directions.....	78
Figure 4.4	Example of the measured and estimated velocities of the outward wheel on a typical curvilinear continuous propulsion	80
Figure 4.5	Sensitivity of the WSC model to a variation of its parameters	86
Figure 5.1	Picture of the prototype	95
Figure 5.2	Toplevel schematic of the admittance control	96
Figure 5.3	Free-body diagram of the wheelchair-user model (top view)	97
Figure 5.4	Block schematic of the haptic interface for one wheel.....	100
Figure 5.5	Frequency response of the velocity compensators	107
Figure 5.6	Excerpt of the real and virtual velocities of the right and left wheels in a case of continuous bimanual propulsion	108
Figure 5.7	Resultant forces for different wheeling conditions on the ergometer.....	109
Figure 6.1	Angle γ	116
Figure 6.2	Schéma-bloc du calcul de M_{feedback}	118
Figure 6.3	Patrons $M_{\text{app-base}}(\gamma)$, $MEF_{\text{base}}(\gamma)$ et $MEF_{\text{d}}(\gamma)$ chez un utilisateur	120

Figure 6.4	Patrons $\overline{M_{app-base}}(\gamma)$, $\overline{MEF_{base}}(\gamma)$, $MEF_d(\gamma)$, $M_{app}(\gamma)$ et $MEF(\gamma)$ avec la seule instruction de rendre la force plus tangentielle.....	122
Figure 6.5	Patrons $\overline{M_{app-base}}(\gamma)$, $\overline{MEF_{base}}(\gamma)$, $MEF_d(\gamma)$, $M_{app}(\gamma)$ et $MEF(\gamma)$ avec du biofeedback haptique	124
Figure 7.1	Schéma de contrôle de l'ergomètre avec simulation de pentes.....	134
Figure 7.2	Représentation des degrés de liberté nécessaires au modèle dynamique tridimensionnel du système fauteuil-utilisateur	135
Figure 7.3	Exemple de mise en oeuvre d'une rétroaction visuelle immersive	136
Figure 7.4	Interconnexions entre les composantes de l'ergomètre proposé, avec l'ajout d'une immersion visuelle	138
Figure 7.5	Principe des potentiomètres à membrane	141
Figure 7.6	Lecture de la position d'un objet appuyant sur un potentiomètre à membrane	141
Figure 7.7	Biofeedback et dynamique inverse : solution 1, où le biofeedback haptique est configuré en temps différé	144
Figure 7.8	Biofeedback et dynamique inverse : solution 2, où le biofeedback haptique est directement déterminé par la dynamique inverse calculée en temps réel.....	145
Figure 7.9	Biofeedback et dynamique inverse : solution 3, où le biofeedback haptique est continuellement ajusté par une boucle lente	146

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

CWO	Orientation des roues avant (<i>Caster Wheel Orientation</i>)
ÉTS	École de technologie supérieure
LIO	Laboratoire de recherche en imagerie et orthopédie
MEF	Efficacité mécanique de la force appliquée (<i>Mechanical Effective Force</i>)
RMS	Valeur efficace (<i>Root-Mean-Square</i>)
SD, s.d.	Écart-type (<i>Standard Deviation</i>)
WSC	Modèle dynamique d'un fauteuil roulant propulsé sur des lignes droites comme sur des courbes (<i>Wheelchair-user system propelled on Straight and Curvilinear paths</i>)
WSL	Modèle dynamique d'un fauteuil roulant propulsé en ligne droite seulement (<i>Wheelchair-user system propelled on Straight Line</i>)

LISTE DES SYMBOLES

\mathbf{a}	Vecteur de paramètres du modèle dynamique
d_C	Longueur de la trainée des roues avant
d_F	Distance entre les deux roues avant
d_L	Distance entre les axes des roues avant et arrière
d_R	Distance entre les deux roues arrière
F_{app}	Force propulsive résultante des forces et moments appliqués sur les roues arrière par l'utilisateur
$F_{Hx,Hy,Hz}$	Forces générées par la main
F_{roll}	Force de résistance au roulement
$F_{x,y,z}$	Forces mesurées par la roue instrumentée
F_{tan}	Composante tangentielle de F_{totale}
F_{totale}	Force totale appliquée sur la roue par l'utilisateur
g	Accélération gravitationnelle terrestre
$g(t)$	Réponse impulsionnelle d'un filtre passe-bas
$M_{x,y,z}$	Moments mesurés par la roue instrumentée
I_{0y}	Moment d'inertie vertical du système fauteuil-utilisateur
k_I	Gain intégral
k_P	Gain proportionnel
k_R	Ratio entre le rayon des roues arrière et le rayon des rouleaux
k_T	Constante de torque du moteur

m	Masse du système fauteuil-utilisateur
\mathbf{m}_{app}	Vecteur des moments propulsifs
M_{app}	Moment propulsif résultant des forces et moments appliqués sur les roues arrière par l'utilisateur
$M_{\text{app}}(\gamma)$	Patron de moments propulsifs
$M_{\text{app-base}}(\gamma)$	Patron de moments propulsifs de base
M_{feedback}	Moment de biofeedback
M_{H_x, H_y, H_z}	Moments générés par la main
M_{meas}	Moment propulsif mesuré
$\text{MEF}(\gamma)$	Patron de MEF
$\text{MEF}_{\text{base}}(\gamma)$	Patron de MEF de base
$\text{MEF}_d(\gamma)$	Patron de MEF désiré
r_H	Rayon de la main courante
r_p	Rayon d'un point de contact circulaire entre la roue et la sol
r_R	Rayon des roues arrière
\mathbf{v}_a	Vitesse du référentiel \mathbf{a} par rapport au sol
${}^b\mathbf{v}_a$	Vitesse du référentiel \mathbf{a} par rapport au sol, exprimé dans le système de coordonnées du référentiel \mathbf{b} .
\mathbf{W}	Matrice d'état du fauteuil
\dot{x}, \ddot{x}	Vitesse et accélération linéaire du modèle dynamique du fauteuil
\dot{X}	Vitesse de glissement du modèle cinématique du fauteuil

\dot{Y}	Vitesse linéaire du modèle cinématique du fauteuil
α	Orientation de la roue avant
β	Inclinaison du sol
$\varepsilon(\gamma)$	Parcours d'intensité du biofeedback
θ, θ_R	Position angulaire de la roue arrière
θ_C	Position angulaire de la roue avant
ω	Vitesse angulaire de la roue arrière
ω_C	Vitesse angulaire de la roue avant
ω_{VE}	Vitesse angulaire désirée de la roue arrière
γ	Position angulaire de la main par rapport au début de la poussée
ϕ, ϕ_y	Accélération angulaire du modèle du fauteuil
φ	Point d'application de la force sur la main courante
*	Opérateur de convolution

INTRODUCTION

Bien que personne ne souhaite devoir un jour se déplacer en fauteuil roulant, c'est malheureusement la réalité chez environ une personne sur 70, et la tendance est à la hausse à cause du vieillissement de la population (Brault, 2008). Or, bien que cette aide technique soit nécessaire pour assurer l'autonomie de ses utilisateurs, son impact sur l'épaule constitue un problème important : en effet, environ 40% des usagers de fauteuil roulant manuel développeront un jour de la douleur chronique à l'épaule, celle-ci étant principalement causée par des blessures telles un syndrome d'accrochage, une lésion à la coiffe des rotateurs, une bursite ou une tendinite (Bailey *et al.*, 1987; Curtis *et al.*, 1999; Finley et Rodgers, 2004; Samuelsson *et al.*, 2004). L'épaule est en effet l'articulation la plus mobile du corps, mais ceci au détriment de sa stabilité (Marieb, 2004). La tête humérale ne s'insérant que très légèrement dans la cavité glénoïdale, elle a donc besoin d'être stabilisée, ce qui est assuré par les petits muscles de la coiffe des rotateurs, composée des muscles sus-épineux, sous-épineux, petit rond et sous-scapulaire. Pendant la phase de poussée, les muscles sus-épineux et sous-épineux sont particulièrement sollicités (Mulroy *et al.*, 1996; Lin *et al.*, 2004). Or, ces muscles sont de petit volume et sont antagonistes de muscles beaucoup plus puissants comme le grand pectoral et le deltoïde. Par conséquent, ils se fatiguent rapidement lors de la propulsion en fauteuil roulant. Cette fatigue augmente le risque de glissement de la tête humérale, et donc le risque de blessure (Koontz *et al.*, 2002).

En réduisant la fatigue des muscles sus-épineux et sous-épineux, on limiterait le risque de blessure à long terme (Mercer *et al.*, 2006; Boninger *et al.*, 2003; Finley *et al.*, 2004). Pour ce faire, différentes avenues sont possibles, que ce soit le design de fauteuils plus légers, l'amélioration du positionnement de l'utilisateur sur le fauteuil, ou encore l'amélioration de la technique de propulsion du fauteuil (Consortium for Spinal Cord Medicine, 2005). C'est dans ce dernier aspect que s'inscrivent les travaux de Desroches (2008), qui a trouvé par simulation qu'il serait possible d'améliorer la technique de propulsion sans augmenter la charge à l'épaule. Ces résultats sont toutefois issus de simulations, et n'ont pas été vérifiés expérimentalement. Pour ce faire, il faudrait tout d'abord réussir à entraîner les utilisateurs à utiliser une technique de propulsion qui soit légèrement plus efficace.

À cet effet, l'objectif principal de cette thèse est de développer un instrument d'entraînement et d'étude de la technique de propulsion des utilisateurs de fauteuil roulant manuel. Cet instrument doit en premier lieu simuler le comportement d'un fauteuil roulant propulsé sur le sol, et en deuxième lieu fournir du biofeedback haptique à l'utilisateur de façon à ce que celui-ci modifie son parcours de forces lors de la poussée des roues.

Lors de travaux subséquents à cette thèse, cet appareil permettra premièrement de déterminer quel est le meilleur parcours de forces en terme de minimisation du risque de blessure à l'épaule, pour finalement apprendre ce meilleur parcours de forces aux utilisateurs à l'aide de biofeedback haptique.

Cette thèse est principalement rédigée par articles, lesquels seront précédés d'une revue de littérature, puis suivis des résultats d'une expérimentation préliminaire pour orienter les travaux futurs, et d'une discussion générale.

Le chapitre 1 a pour objectif de bien cerner le contexte actuel par une revue de littérature exhaustive. Les bases de la biomécanique de la propulsion en fauteuil roulant y sont présentées. Cette section est suivie d'une revue des techniques de biofeedback ayant été utilisées pour l'amélioration de la propulsion en fauteuil roulant, puis des techniques de biofeedback haptique utilisées en réadaptation assistée par robotique. Finalement, les appareils existants de mesure et d'entraînement pour la propulsion en fauteuil roulant sont analysés, comparés et évalués dans le cadre de l'objectif principal de cette thèse. En conclusion, cette revue de littérature permet d'établir au chapitre 2 les objectifs spécifiques de cette thèse. Les choix de design qui permettront d'atteindre ces objectifs y sont également présentés.

Les chapitres 3 et 4 correspondent à deux articles de revue décrivant le modèle cinématique et le modèle dynamique d'un fauteuil roulant manuel. Ce modèle était nécessaire pour l'appareil développé afin de faire en sorte que l'appareil reproduise le plus fidèlement possible le comportement d'un fauteuil roulant propulsé sur le sol. Le chapitre 3, qui a été publié dans *IEEE Transaction on Control Systems Technology* (Chénier *et al.*, 2011a), exprime le modèle cinématique du fauteuil et propose une façon d'estimer l'orientation des roues avant du fauteuil à

partir des vitesses des roues arrière, sans nécessiter d'information sur les paramètres inertiels ou frictionnels du système fauteuil-utilisateur. Le chapitre 4, présentement en révision pour une publication dans *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control* (Chénier *et al.*, 2011c), propose un modèle dynamique basé sur le chapitre 3, qui permet de prédire les vitesses des roues du fauteuil à partir des moments appliqués sur les roues arrière par l'utilisateur. Ce chapitre propose aussi une technique d'estimation des paramètres du modèle (masse du système fauteuil-utilisateur, moment d'inertie du système fauteuil-utilisateur sur l'axe vertical, résistance de roulement des roues avant) à partir de données expérimentales.

Le chapitre 5, présentement en révision pour une publication dans *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* (Chénier *et al.*, 2011d), décrit la conception physique de l'appareil développé, et valide la reproduction par l'appareil du modèle dynamique décrit au chapitre 4.

Le chapitre 6 présente comment du biofeedback haptique peut être généré par l'appareil décrit au chapitre 5, et propose une étude préliminaire avec un sujet pilote afin de confirmer l'utilité du biofeedback haptique dans l'apprentissage de nouveaux patrons de propulsion. Des suggestions pour les études subséquentes sont aussi formulées. Cette thèse se termine par une discussion générale.

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTÉRATURE

1.1 Biomécanique de la propulsion en fauteuil roulant

La propulsion d'un fauteuil roulant manuel est un mouvement cyclique caractérisé par une phase de poussée et une phase de recouvrement, tel que montré à la figure 1.1. La phase de poussée démarre lorsque l'utilisateur empoigne la main courante et dure jusqu'à son relâchement. Quant à la phase de recouvrement, elle correspond à la période où la main n'est pas en contact avec la main courante.

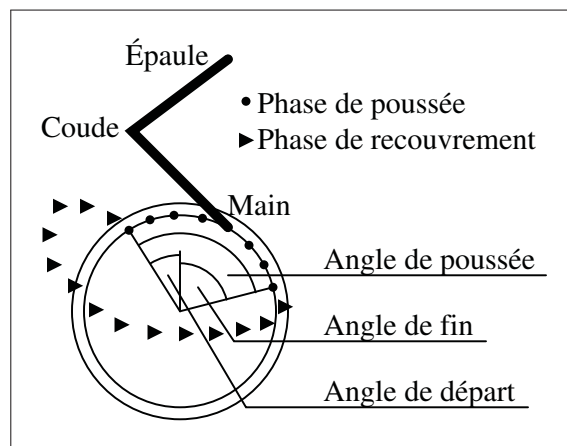


Figure 1.1 Phases du cycle de propulsion

Pour la phase de recouvrement, la position de la main n'est pas contrainte, ce qui implique que plusieurs mouvements différents sont possibles lors du retour de la main vers l'arrière. Boninger *et al.* (2002) ont identifié quatre patrons de propulsions visuellement discernables, soient le patron de type pompage (ARC, *arcing*), la boucle simple (SLOP, *Single loop*), la boucle double (DLOP, *Double loop*) et le patron semi-circulaire (SC). Ces patrons sont illustrés à la figure 1.2.

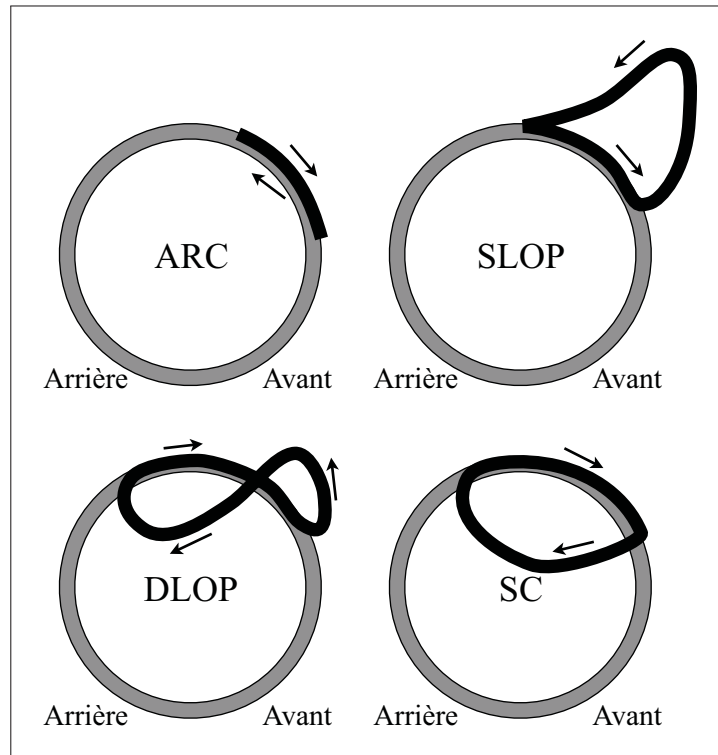


Figure 1.2 Quatre types de patrons de recouvrement identifiés par Boninger *et al.* (2002)

Il est généralement accepté que le patron de recouvrement à privilégier est le patron semi-circulaire (SC), puisqu'il maximise l'angle de poussée, minimise l'impact entre la main et la roue au début de la poussée, et minimise l'effort nécessaire pour accélérer et décélérer la main en début et en fin de poussée (Shimada *et al.*, 1998; Sanderson et Sommer III, 1985; Boninger *et al.*, 2002; Consortium for Spinal Cord Medicine, 2005). Comme ce patron privilégié est connu, le travail de cette thèse porte plutôt sur la phase de poussée.

Parmi les recommandations généralement acceptées pour la phase de poussée, on note que l'utilisateur doit minimiser la cadence (le nombre de poussées dans un temps donné) afin de limiter le nombre de répétitions du mouvement, et augmenter l'angle de poussée afin de distribuer la force appliquée sur une plus grande proportion du cycle de propulsion (Consortium for Spinal Cord Medicine, 2005). Toutefois, le patron de direction de forces à privilégier lors de la poussée est toujours inconnu. Selon plusieurs auteurs, l'utilisateur choisit un patron de direction de forces qui minimise l'énergie requise et maximise la conversion des forces en dé-

placement du fauteuil (Kotajarvi *et al.*, 2006; Bregman *et al.*, 2009; Rozendaal *et al.*, 2003 Feb). Toutefois, rien n'indique que ce patron soit le plus sécuritaire au niveau de l'épaule. En effet, Desroches *et al.* (2008) suggèrent qu'il est possible d'améliorer légèrement la conversion des forces en déplacement du fauteuil, sans affecter les forces intra-articulaires et les moments articulaires à l'épaule. Il serait donc possible de réaliser un même déplacement en moins de poussées, sans pour autant que ces poussées entraînent une augmentation de la charge à l'épaule. Toutefois, un tel patron de direction de forces ainsi que les meilleurs moyens d'entraîner les utilisateurs à utiliser un tel patron ne sont pas encore établis. À cet effet, les prochaines sections introduisent des notions de biomécanique de la phase de poussée.

1.1.1 Efficacité mécanique de la propulsion

La définition de l'efficacité mécanique varie dans la littérature. D'un point de vue physiologique, l'efficacité mécanique correspond au rapport entre l'énergie cinétique produite par les poussées et l'énergie métabolique consommée (van der Woude *et al.*, 2001). D'un point de vue purement mécanique, elle correspond plutôt à l'efficacité avec laquelle les forces appliquées sur les mains courantes contribuent à propulser le fauteuil (Boninger *et al.*, 1997). Dans cette thèse, c'est la deuxième définition qui sera utilisée.

Afin d'obtenir une efficacité mécanique maximale, la force appliquée par l'utilisateur devrait toujours être tangentielle à la roue, ce qui la transformerait alors complètement en moment de propulsion. Or, ceci n'est pas le cas en réalité : il existe toujours une force radiale appliquée vers le centre de la roue. Il existe une définition quantifiable généralement acceptée de l'efficacité mécanique de la propulsion basée sur la force totale appliquée F_{totale} et la partie tangentielle de cette force F_{tan} : il s'agit du paramètre nommé MEF, pour *Mechanical Effective Force* (Boninger *et al.*, 1997). Plus la MEF tend vers 1, plus la poussée est efficace :

$$\text{MEF} = \frac{F_{\text{tan}}^2}{F_{\text{totale}}^2} \quad (1.1)$$

1.1.2 Mesure de la MEF

Pour mesurer l'efficacité mécanique de la propulsion, on doit tout d'abord mesurer les forces appliquées sur les mains courantes par l'utilisateur à l'aide de roues instrumentées (Asato *et al.*, 1993; Wu *et al.*, 1998; Liyun *et al.*, 2011). Pour ce faire, on mesure les trois forces (F_x , F_y , F_z) et les trois moments (M_x , M_y , M_z) entre la main courante et la roue, tel que montré à la figure 1.3. Comme la main courante est fixée à la roue, les forces mesurées correspondent aux forces appliquées par la main de l'utilisateur :

$$F_x = F_{Hx} \quad (1.2)$$

$$F_y = F_{Hy} \quad (1.3)$$

$$F_z = F_{Hz} \quad (1.4)$$

Les moments mesurés, quand à eux, sont une combinaison des moments causés par les forces appliquées par la main et des moments générés par la main :

$$M_x = M_{Hx} + F_z \cos \varphi \quad (1.5)$$

$$M_y = M_{Hy} - F_z \sin \varphi \quad (1.6)$$

$$M_z = M_{Hz} - F_x \sin \varphi + F_y \cos \varphi \quad (1.7)$$

À partir de ces roues instrumentées, on peut ainsi mesurer la force totale appliquée sur la roue (F_{totale}), et estimer la force tangentielle (F_{tan}) de façon à obtenir la MEF selon l'équation (1.1).

La force totale est calculée à partir des trois composantes de force :

$$F_{\text{totale}}^2 = F_x^2 + F_y^2 + F_z^2 \quad (1.8)$$

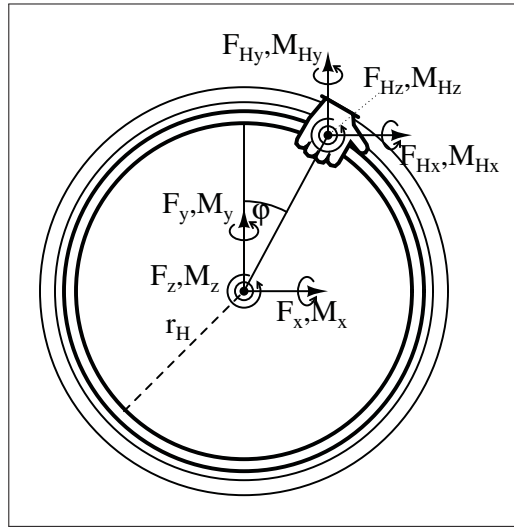


Figure 1.3 Forces et moments sur la roue

La force tangentielle ne peut toutefois pas être mesurée directement. En effet, selon la figure 1.3, elle correspond à :

$$F_{\text{tan}} = F_{\text{Hx}} \cos \varphi - F_{\text{Hy}} \sin \varphi \quad (1.9)$$

$$= F_x \cos \varphi - F_y \sin \varphi \quad (1.10)$$

Or, la position φ de la main sur la main courante n'est pas mesurée par la roue instrumentée. Ainsi, une méthode alternative est de se baser sur le moment M_z , en gardant en tête que celui-ci comprend le moment M_{Hz} généré par la main en plus du moment généré par la force tangentielle :

$$M_z = M_{\text{Hz}} - F_{\text{tan}} r_{\text{H}} \quad (1.11)$$

Ainsi :

$$F_{\text{tan}} = \frac{M_{\text{Hz}} - M_z}{r_{\text{H}}} \quad (1.12)$$

Pour la propulsion sur le plat en régime permanent, le moment produit par la main est négligeable (Veeger *et al.*, 1991; VanSickle *et al.*, 1998). La force F_{tan} peut alors être estimée à partir

de M_z , selon :

$$F_{\text{tan}} \approx -M_z/r_H \quad (1.13)$$

Ainsi, en combinant (1.1), (1.8) et (1.13), la MEF est estimée directement à partir des forces et moments mesurés par la roue instrumentée :

$$\text{MEF} \approx \frac{M_z^2}{r_H^2 (F_x^2 + F_y^2 + F_z^2)} \quad (1.14)$$

Lors de tâches plus difficiles comme les montées et les démarrages, M_{Hz} n'est toutefois plus négligeable (sa norme peut alors atteindre jusqu'à 40 % de M_z) et est généralement orienté inversement à M_z (van der Woude *et al.*, 2001). Dans ce cas, la force tangentielle estimée selon (1.13) risque d'être surestimée, ce qui peut mener à une MEF calculée faussement supérieure à 1. Il faut donc garder à l'esprit que la MEF calculée selon (1.14) n'est valide que sur le plat et en régime permanent.

1.1.3 Conflit entre l'efficacité mécanique et la charge à l'épaule

La propulsion d'un fauteuil roulant est particulièrement inefficace, la MEF variant de 25 % à 60 % chez les blessés médullaires (van der Woude *et al.*, 2001). Or, comme il est généralement recommandé de réduire la force nécessaire pour réaliser une tâche du membre supérieur (Consortium for Spinal Cord Medicine, 2005), il est tentant de croire qu'une amélioration de la MEF réduirait la force nécessaire à la propulsion, ce qui réduirait alors le risque de blessure. Hélas, ceci n'est vrai que dans une certaine mesure. Pour plusieurs raisons, la maximisation de l'efficacité mécanique n'est pas compatible avec l'aspect biomécanique de la propulsion. Autrement dit, en augmentant trop la MEF, l'utilisateur risque d'augmenter les forces intra-articulaires et les moments à l'épaule, et par conséquent d'augmenter le risque de blessure plutôt que de le réduire.

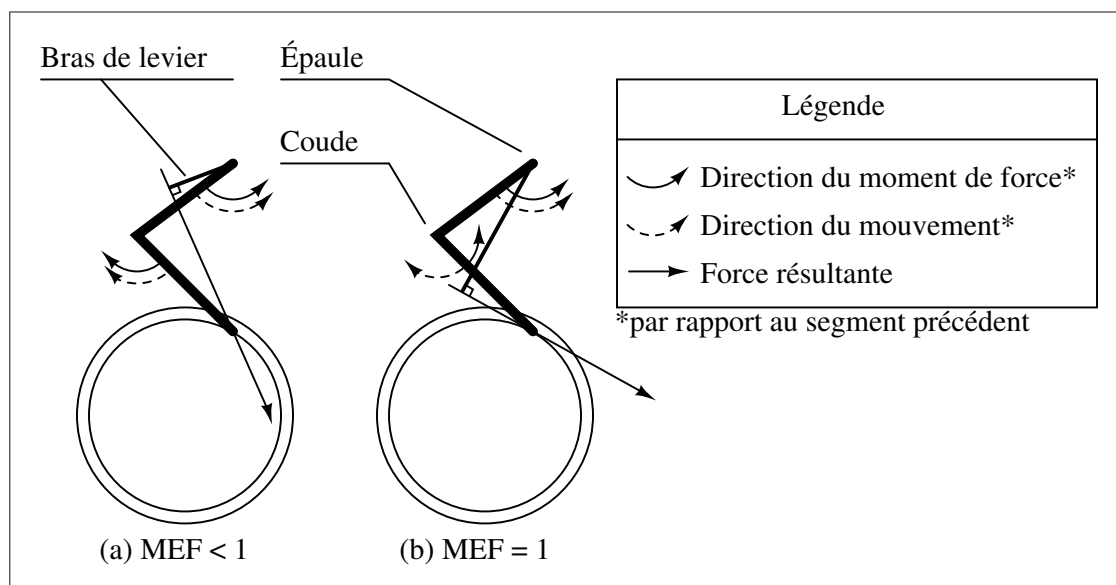


Figure 1.4 Analyse de la propulsion en fauteuil roulant avec une MEF de 1

Ce conflit entre l'efficacité mécanique et la charge à l'épaule est illustré grâce à une modélisation quasi-statique proposée par Veeger (1999). À la figure 1.4a, on observe le type de propulsion généralement employé de façon naturelle par les nouveaux utilisateurs comme par les utilisateurs expérimentés (Veeger *et al.*, 1992). Les moments articulaires de l'épaule et du coude s'additionnent pour former une force totale qui comporte une composante tangentielle et une composante radiale à la roue. Comme la force radiale ne contribue pas à la propulsion, la MEF peut alors être améliorée.

À la figure 1.4b, la force totale appliquée est complètement tangentielle à la roue (MEF = 1). Or, pour exercer cette force, le coude doit alors agir en excentrique : le mouvement est en extension alors que la force est en flexion (Veeger, 1999). Ainsi, le coude absorbe de la puissance au lieu d'en produire ; cette puissance additionnelle doit être générée par l'épaule. Le moment articulaire à l'épaule est donc augmenté.

On observe aussi que le bras de levier en (b) est plus grand qu'en (a), ce qui implique que le moment articulaire à l'épaule est plus élevé lors d'une poussée tangentielle. Finalement, Vanlandewijck *et al.* (2001) notent qu'une certaine composante radiale est de toute façon né-

cessaire pour assurer une friction entre la main et la main courante, ce qui minimise l'effort nécessaire pour garder une prise solide sur la roue.

Bregman *et al.* (2009) et Desroches *et al.* (2008) ont confirmé la nécessité du compromis entre la MEF et la charge à l'épaule, en simulant une MEF de 1 par dynamique inverse à partir des données cinématiques et cinétiques de propulsion d'utilisateurs et non-utilisateurs de fauteuil roulant. Toutefois, Desroches *et al.* (2008) ont trouvé que la MEF pourrait être légèrement améliorée sans pour autant entraîner une augmentation de la charge à l'épaule. Cette découverte n'a été validée qu'en simulation, et n'a jamais été vérifiée expérimentalement. Pour ce faire, il faudrait procéder à une expérimentation impliquant ces trois étapes :

- a. Mesurer la cinétique et la cinématique de base de sujets réels, et estimer les moments et forces à l'épaule par dynamique inverse.
- b. Modifier le patron de propulsion utilisé par ces sujets de façon à améliorer légèrement la MEF.
- c. Mesurer la nouvelle cinétique et la nouvelle cinématique des sujets, et estimer de nouveau les moments et forces à l'épaule par dynamique inverse, afin de comparer la charge à l'épaule entre la MEF de base et la MEF améliorée.

Dans cet exemple d'expérimentation, le deuxième point est source de questionnement. En effet, fournir un biofeedback de la MEF aux utilisateurs pourrait permettre de modifier leur patron de propulsion de façon à améliorer ce paramètre. Ces deux questions se posent toutefois :

- a. Quelle forme de biofeedback doit-on utiliser pour améliorer de manière contrôlée l'efficacité de la propulsion en fauteuil roulant ?
- b. Quel appareil permettrait de générer cette forme de biofeedback ?

Ces questionnements seront abordés dans les prochaines sections et façonneront les objectifs spécifiques de cette thèse.

1.2 Biofeedback

1.2.1 Biofeedback sur la propulsion en fauteuil roulant

La modification du patron de propulsion à l'aide de biofeedback chez les utilisateurs de fauteuil roulant a déjà fait l'objet de quelques études. Richter *et al.* (2011) ont tenté avec succès d'améliorer certains paramètres de la propulsion dont la cadence, l'angle de poussée et les forces de poussée, grâce à un biofeedback visuel fourni à 31 utilisateurs expérimentés propulsant sur un tapis roulant. Ce biofeedback consistait à montrer à l'utilisateur, après chaque poussée, la mesure du paramètre à améliorer à l'aide d'un graphique, tel que montré à la figure 1.5. Cette étude portait sur l'amélioration d'un seul paramètre à la fois. Ceci dit, les auteurs mettent en garde qu'une trop grande augmentation d'un paramètre peut nuire aux autres paramètres : par exemple, une trop grande diminution de la cadence s'accompagne d'une augmentation des forces appliquées.

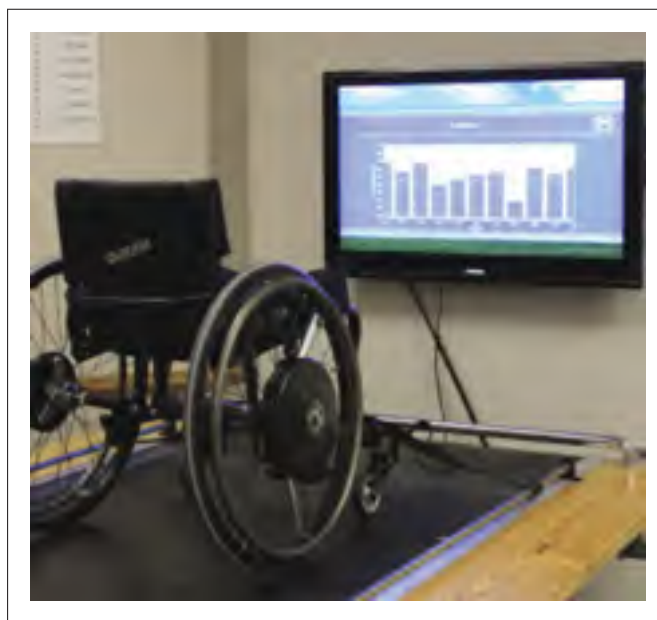


Figure 1.5 Biofeedback visuel fourni à l'utilisateur d'un fauteuil roulant placé sur un tapis roulant. Figure tirée de Richter *et al.* (2011) et reproduite avec l'autorisation de Elsevier

Kerri K. de Groot *et al.* (2009) ont utilisé une méthode semblable chez neuf utilisateurs expérimentés (biofeedback visuel, fauteuil sur un tapis roulant) pour réduire la cadence de propulsion et augmenter l'angle de poussée. Cette fois, ces deux variables devaient être améliorées en même temps, et non individuellement comme pour Richter *et al.* (2011). De plus, un biofeedback auditif était fourni, sous la forme d'instructions et commentaires d'un évaluateur.

Finalement, Rice *et al.* (2010) ont aussi utilisé une méthode semblable chez un utilisateur expérimenté, cette fois-ci pour un fauteuil placé sur des rouleaux. Comme pour de Groot *et al.* (2009), le biofeedback portait sur la réduction de la cadence et sur l'augmentation des angles de poussée.

Le tableau 1.1 compare les résultats principaux de ces trois études. On observe que chaque paramètre pour lequel du biofeedback était fourni s'est vu amélioré suite à l'entraînement. Toutefois, les résultats de de Groot *et al.* (2009) confirment la mise en garde de Richter *et al.* (2011) sur le fait que l'amélioration de certains paramètres (la cadence et l'angle de poussée) peut se faire au détriment d'autres paramètres (les forces appliquées).

Tableau 1.1 Amélioration de la technique de propulsion à l'aide de biofeedback visuel

Paramètre	Différence entre après et avant l'entraînement		
	Richter <i>et al.</i> (2011) N=31, 1-var	de Groot <i>et al.</i> (2009) N=9	Rice <i>et al.</i> (2010) N=1
↓ Cadence (Hz)	-1.07 ± 0.23*	-0.31**	-0.51****
↑ Angle de poussée (°)	+31 ± 22*	+19.11***	+15.4****
↓ Force maximale (N)	-11 ± 17*	+8.9***	
↓ Force moyenne (N)		+6.4***	-5.5****
Signification statistique : * $p < 0.005$ ** $p < 0.01$ *** $p < 0.05$ ****inconnu. 1-var : chaque valeur de paramètre correspond à un essai différent. En gras : le biofeedback portait sur ce ou ces paramètres.			

Ces trois études ne visaient pas l'augmentation de la MEF. L'amélioration de ce paramètre était toutefois le sujet de deux autres études, avec des succès mitigés. Sonja de Groot *et al.* (2002) ont fourni un biofeedback visuel à des sujets non-utilisateurs de fauteuil roulant. Il s'agissait principalement d'un indicateur qui montrait aux sujets la tendance de la MEF moyenne. Les

sujets devaient tenter différentes approches de propulsion afin de maximiser cet indicateur. Les auteurs ont bel et bien remarqué une amélioration significative après l'entraînement. Ces conclusions contrastent toutefois avec une étude semblable de Kotajarvi *et al.* (2006) sur des sujets expérimentés en fauteuil roulant, où les auteurs n'ont trouvé qu'une faible amélioration de la MEF due au biofeedback visuel, et seulement lorsque la charge est plus élevée (par exemple lorsque l'utilisateur monte une pente).

Les sujets de de Groot *et al.* (2002) étaient tous débutant alors que ceux de Kotajarvi *et al.* (2006) étaient des utilisateurs expérimentés. Kotajarvi *et al.* (2006) suggèrent que cette différence pourrait expliquer les conclusions différentes des deux études : les utilisateurs expérimentés ont peut-être déjà acquis un parcours de propulsion qui minimise l'énergie nécessaire pour le déplacement, et ils seraient réticents à choisir un nouveau patron de propulsion. En se basant sur cette conclusion, on peut alors croire que les nouveaux utilisateurs de fauteuil roulant, qui sont plus aptes à modifier leur technique de propulsion, auraient avantage à s'entraîner à utiliser un patron de propulsion qui minimise la charge à l'épaule afin que ce patron devienne éventuellement leur patron de propulsion naturel.

Ceci dit, dans ces deux dernières études, l'indicateur visuel affichait la MEF moyenne sur toute la poussée, ne laissant aucune possibilité à l'utilisateur de savoir quelles parties de la poussée devaient être les plus améliorées (début, fin, etc.). De plus, rien n'indique que le meilleur patron de propulsion correspond à un patron dont la MEF est améliorée sur toute la poussée. Par exemple, il est peut-être inutile d'améliorer la MEF au tout début de la poussée, alors que le sujet est encore en train d'agripper la main courante et non de propulser. Ainsi, dorénavant, nous ne parlerons plus d'améliorer la MEF, mais plutôt le patron de MEF, soit l'évolution de la MEF instantanée tout au long de la poussée.

Cette différence entre la MEF (moyenne) et le patron de MEF constitue une limitation du biofeedback visuel. En effet, Rice *et al.* (2010) soulèvent que l'assimilation de trop d'information à la fois exige un coût cognitif important qui peut distraire l'utilisateur et dégrader l'apprentissage. Ainsi, il serait non indiqué de fournir aux utilisateurs un biofeedback visuel de la MEF instantanée, puisque les sujets devraient alors soit regarder l'indicateur visuel à tout instant,

soit regarder l'indicateur visuel en fin de poussée, celui-ci affichant l'information de toute la poussée précédente. Dans ces deux cas, le surplus d'information visuelle risquerait de distraire le sujet de son objectif principal : modifier son patron de propulsion.

1.2.2 Biofeedback haptique

Pour modifier le patron de MEF des sujets, on leur demande de se concentrer sur les forces qu'ils appliquent. Or, avec du biofeedback visuel, on leur demande aussi de se concentrer sur ce qu'ils voient.

Si, au lieu d'utiliser deux sens différents, on génère du biofeedback par l'intermédiaire de forces de réaction à la propulsion, on éviterait de distraire les sujets avec de l'information visuelle. Au contraire, ceux-ci seraient doublement concentrés sur leur propulsion. Cette forme de rétroaction, qui utilise le sens du toucher, est le biofeedback haptique.

Des robots de réadaptation utilisent avec succès une telle forme de biofeedback lors de traitements en réadaptation du bras chez les personnes hémiplegiques. Le premier dispositif conçu à cet effet est le bras robotisé MIT-Manus (Hogan *et al.*, 1992). Il s'agit d'une poignée que le sujet doit agripper et déplacer selon des parcours définis. La poignée est au bout d'un bras motorisé muni de moteurs permettant de diriger le mouvement (mode passif) ou d'assister le mouvement (mode actif assisté). En mode passif, le sujet est passif et n'applique pas de force : le mouvement est réalisé entièrement par le robot. Inversement, en mode actif assisté, le mouvement est induit par le sujet, et le robot aide le sujet à le compléter s'il n'y arrive pas seul (Riener *et al.*, 2005; Prange *et al.*, 2006).

Le mode passif est principalement utilisé pour améliorer la souplesse du bras et réduire sa spasticité. Il n'a donc pas d'intérêt pour l'apprentissage de techniques de propulsion en fauteuil roulant chez des personnes saines.

Le mode actif assisté, par contre, est principalement réalisé pour améliorer le contrôle du mouvement de la personne. Concrètement, ce mode consiste à simuler une impédance mécanique

entre la position actuelle de la main et la position désirée. L'impédance est généralement constituée d'un ressort virtuel et d'un amortissement virtuel, tel que montré à la figure 1.6a. Une étude sur des personnes hémiplegiques se déroulant sur plusieurs semaines a été réalisée à l'aide d'un tel mode passif assisté (Krebs *et al.*, 1998). Les sujets devaient tracer, à vitesse constante, différentes formes géométriques dont un cercle, à l'aide du bras robotisé. Pour aider les sujets à accomplir la tâche, le bras était configuré de façon à simuler une résistance virtuelle de 100 N/m et un amortissement virtuel de 2 N/(m/s) entre la position désirée et la position actuelle de la main. La figure 1.7 montre les résultats d'un sujet lors de périodes d'évaluation, c'est-à-dire lorsque le robot n'applique plus de rétroaction haptique, aux semaines 6, 7, 9 et 11 de l'entraînement. On observe que l'entraînement avec ce type de robot a bel et bien permis au sujet d'améliorer la forme du cercle et de réduire les pics de vitesse.

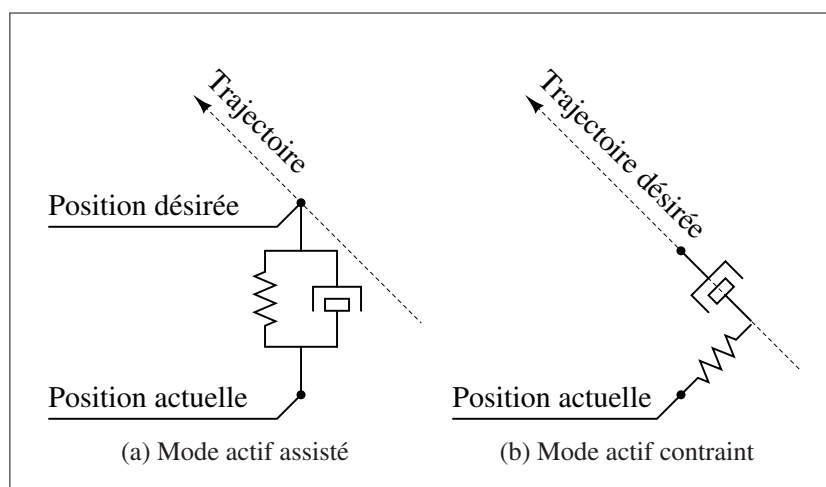


Figure 1.6 Deux modes de rétroaction haptique active

Ces résultats encourageants ont montré que des exercices en mode actif assisté sont indiqués pour faire apprendre ou réapprendre certains mouvements à des sujets. On ne peut toutefois pas directement appliquer ces conclusions à la propulsion en fauteuil roulant, puisque c'est la direction de la force appliquée par le sujet qui doit être modifiée, et non le mouvement.

À cet effet, le bras robotisé MIME offre un troisième mode de fonctionnement : le mode actif contraint (Lum *et al.*, 2006). Ce mode n'aide pas le sujet à exécuter un mouvement ciblé, mais

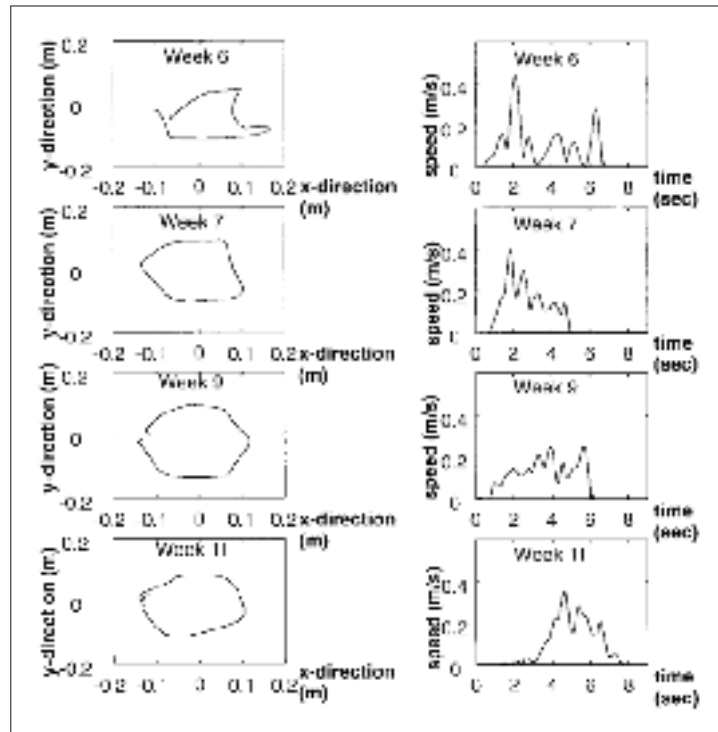


Figure 1.7 Résultats de l'entraînement du bras hémiplégique en mode actif-assisté pour un sujet. Figure tirée de Krebs *et al.* (1998) et reproduite avec l'autorisation de l'IEEE

l'empêche plutôt d'exécuter un mauvais mouvement. Il vise à rediriger la force appliquée par le sujet vers le sens du mouvement à réaliser, de façon à modifier les patrons d'activité musculaire utilisés pour effectuer un mouvement. Concrètement, le mode actif contraint consiste à simuler une impédance variable en fonction de la direction de la force appliquée (Figure 1.6b). L'impédance consiste en un amortissement parallèle à la trajectoire afin de régulariser la vitesse d'exécution du mouvement, et en un ressort perpendiculaire à la trajectoire de façon à ce que l'utilisateur ressente une résistance lorsque la force qu'il applique n'est pas dirigée selon la trajectoire désirée.

Ce mode a été utilisé pour l'entraînement de huit différents mouvements du bras chez 13 sujets hémiplégiques (Lum *et al.*, 2004). Des améliorations significatives ont été observées pour six de ces huit mouvements, avec une moyenne de 10° de réduction de l'écart entre la direction de la force appliquée et la direction du mouvement. La figure 1.8 montre les résultats de huit semaines d'entraînement chez un sujet hémiplégique effectuant un mouvement antérolatéral

du bras affecté, à la hauteur de l'épaule. On observe qu'avant l'entraînement, le sujet avait tendance à forcer perpendiculairement à la direction souhaitée (un peu moins de 90° d'erreur). Cette erreur de direction s'est estompée significativement après l'entraînement.

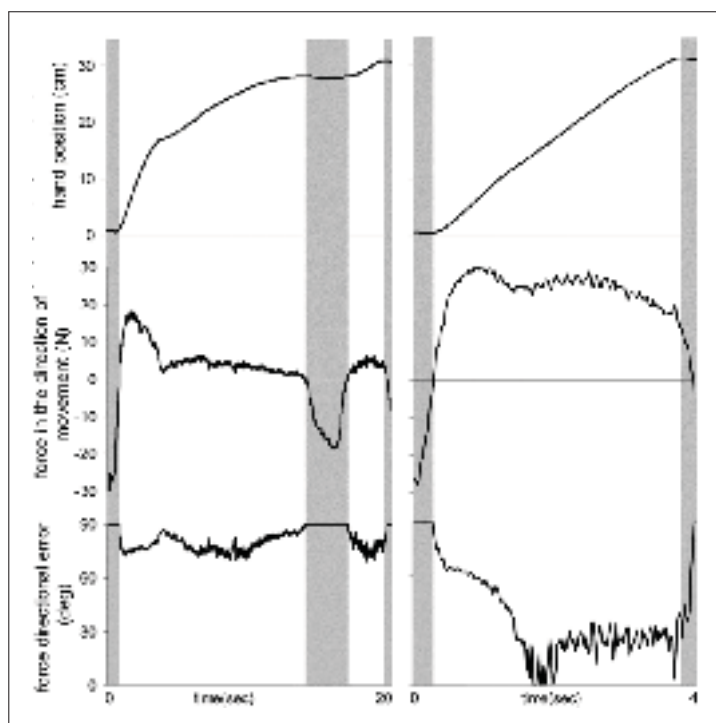


Figure 1.8 Résultat de l'entraînement du bras hémiplégié en mode actif-contraint pour un sujet. Gauche : avant l'entraînement. Droite : après l'entraînement. Les zones grises indiquent une absence de mouvement. Figure tirée de Lum *et al.* (2004) et reproduite avec l'autorisation de l'IEEE

En prenant pour acquis que les utilisateurs sont déjà en mesure de compléter les mouvements de propulsion, un biofeedback haptique basée sur le mode actif contraint semble bien adapté à l'apprentissage de nouveaux patrons de propulsion en fauteuil roulant. En effet, l'idée n'est pas d'aider l'utilisateur à compléter le mouvement, mais bien de rediriger le parcours de forces appliquées vers un parcours désiré.

Cela dit, pour la propulsion en fauteuil roulant, on ne dispose que d'un seul degré de liberté pour corriger le sujet, puisqu'aucun mouvement n'est possible dans l'axe radial à la roue. L'application du mode actif contraint tel qu'illustré à la figure 1.6b n'est donc pas possible. On peut

toutefois s'inspirer du concept, en faisant ressentir au sujet une plus grande résistance de propulsion lorsque la force qu'il applique n'est pas dans la direction souhaitée. On rendrait ainsi la propulsion du fauteuil artificiellement plus difficile pour un patron de MEF qui ne correspondrait pas au patron souhaité. Nous faisons ainsi l'hypothèse que le sujet aurait tendance à faire converger son patron de MEF vers le patron qui minimise l'effort demandé, ce qui rejoint les suggestions de Kotajarvi *et al.* (2006).

La vérification de cette hypothèse nécessite toutefois un appareil pouvant fournir un tel biofeedback. Les prochaines sections dressent une liste des objectifs qu'un tel appareil doit remplir, ainsi qu'une revue des appareils existants dans la littérature.

1.3 Revue des ergomètres de fauteuil roulant

Un ergomètre de propulsion en fauteuil roulant est en premier lieu un appareil qui permet de mesurer la puissance développée par l'utilisateur lors de la propulsion en fauteuil roulant. Les ergomètres modernes permettent aussi de mesurer des variables additionnelles, telles les forces appliquées sur les mains courantes, la vitesse et la position angulaire des roues du fauteuil, et plus encore.

Pour le projet actuel, l'ergomètre doit répondre à ces quatre objectifs spécifiques :

Objectif 1 : L'ergomètre doit être stationnaire, pour pouvoir mesurer la cinématique du sujet pour les calculs de dynamique inverse.

Objectif 2 : La MEF doit pouvoir être calculée instantanément.

Objectif 3 : Un biofeedback haptique doit pouvoir être fourni au sujet, sous la forme d'une résistance de roulement additionnelle lorsque la MEF instantanée ne correspond pas au parcours de MEF désiré.

Objectif 4 : L'ergomètre doit reproduire fidèlement les conditions de propulsion réelles, de manière à ce que les apprentissages réalisés sur l'ergomètre puissent être transposés à la vie de tous les jours.

Afin de déterminer quel type d'ergomètre serait le plus indiqué pour ce projet, cette section dresse un portrait des quatre types d'ergomètre existants dans la littérature, soient l'ergomètre mobile, l'ergomètre à tapis roulant, l'ergomètre à rouleaux et l'ergomètre intégré. À la fin de ce chapitre, un tableau récapitulatif sera présenté, celui-ci résumant les ergomètres existants et leur conformité à ces quatre objectifs.

1.3.1 Ergomètre mobile

L'ergomètre mobile consiste en un fauteuil roulant sur lequel de l'instrumentation a été ajoutée (Dabonneville *et al.*, 2005). Ce type d'ergomètre, dont une photographie est montrée à la figure 1.9, est utilisé pour mesurer des données de la vie de tous les jours. Les variables mesurées par cet ergomètre dépendent de l'instrumentation installée sur le fauteuil :

- Des encodeurs optiques ou magnétiques sur les roues arrière permettent de mesurer la position angulaire des roues arrière ;
- Des accéléromètres permettent de mesurer l'accélération du fauteuil ou les vibrations auxquelles sont soumises l'utilisateur ;
- Des mains courantes instrumentées permettent de mesurer les forces et moments appliquées sur les roues arrière par l'utilisateur (Wu *et al.*, 1998; Asato *et al.*, 1993; Sabick *et al.*, 2001) ;
- Des capteurs installés sur les roues avant, tel les SmartCastors, permettent de mesurer les forces de réaction du sol sur les roues avant, ainsi que l'orientation des roues avant (VanSickle *et al.*, 1997) ;
- La vitesse du fauteuil peut être obtenus en filtrant et en dérivant la position angulaire des roues arrière, ou en filtrant et en intégrant l'accélération du fauteuil.



Figure 1.9 Photographie d'un ergomètre mobile. Figure tirée de Sauret *et al.* (2011) et reproduite avec l'autorisation de Taylor & Francis Group

Par rapport au fauteuil du sujet, la masse augmente suite à l'ajout d'instrumentation, et la résistance de roulement augmente dû au changement des roues arrière par des roues instrumentées (Kwarciak *et al.*, 2009). Ainsi, dans une certaine mesure, ce type d'ergomètre reproduit fidèlement les conditions de propulsion d'un fauteuil roulant standard ; toutefois, il se peut que l'utilisateur ait à générer plus d'effort que s'il propulsait son propre fauteuil. De plus, certaines mesures sont difficile à prendre si l'ergomètre n'est pas stationnaire. C'est le cas de la cinématique du corps du sujet, qui est une donnée fondamentale pour le calcul de dynamique inverse (Sabick *et al.*, 2001; Guo *et al.*, 2003). Ainsi, comme la finalité de l'ergomètre présenté dans cette thèse est d'évaluer l'impact à l'épaule de différents patrons de propulsion à l'aide de dynamique inverse, l'ergomètre mobile ne peut donc pas être retenu pour ce projet.

1.3.2 Ergomètre à tapis roulant

L'ergomètre à tapis roulant est constitué d'un fauteuil roulant muni de roues instrumentées placé sur un tapis roulant, tel que montré à la figure 1.5. Le tapis peut être incliné pour simuler les pentes. Comme ce type d'ergomètre est stationnaire, il devient possible de mesurer la

cinématique en plus de la cinétique, et donc d'estimer les moments et forces à l'épaule par dynamique inverse.

Au niveau du réalisme de la propulsion, l'ergomètre à tapis roulant est le plus réaliste des ergomètres stationnaires, puisque les variations de résistance et d'accélération dues au mouvement du tronc et du membre supérieur sont reproduits (Martin *et al.*, 2002). De plus, cet ergomètre fournit un environnement plus contrôlé que pour l'ergomètre mobile. Toutefois, la propulsion est limitée à la ligne droite, sur un plancher de caoutchouc. De plus, la propulsion sur un tapis roulant est difficile et nécessite un entraînement. Finalement, elle se limite à une vitesse faible et constante (de Saint Rémy, 2005).

Du biofeedback visuel a déjà été fourni à des utilisateurs sur ce type d'ergomètre (Figure 1.5, plus de détails à la section 1.2.1), mais pas du biofeedback haptique. Pour ce faire, il faudrait pouvoir modifier instantanément la résistance ressentie par l'utilisateur, ce qui peut être difficile puisque le fauteuil n'est pas fixé à l'ergomètre (il est libre d'avancer et de reculer légèrement). Une possible solution serait de commander par ordinateur des freins installés sur le fauteuil, ce qui impliquerait alors une modification importante du fauteuil roulant.

Ainsi, compte tenu des limitations de l'ergomètre à tapis roulant, et de la difficulté d'y mettre en oeuvre un système de biofeedback haptique, ce type d'ergomètre ne sera pas retenu pour ce projet.

1.3.3 Ergomètre à rouleaux

Ce type d'ergomètre consiste à remplacer le tapis roulant de l'ergomètre précédent par des rouleaux sur lesquels viennent se poser les roues arrière du fauteuil roulant. Ces rouleaux génèrent alors une force de réaction aux forces appliquées, sous la forme d'une résistance et parfois d'une inertie. Le réalisme de la propulsion du fauteuil sur un ergomètre à rouleaux varie largement selon le modèle d'ergomètre à rouleaux utilisé. Ainsi, une description plus approfondie

du modèle dynamique du fauteuil roulant sera nécessaire pour évaluer le niveau de réalisme de ce type d'ergomètre.

Selon van der Woude *et al.* (2001), la dynamique du système fauteuil-utilisateur propulsé en ligne droite est régi par ces forces :

- F_{app} : Force propulsive résultante des forces et moments appliqués sur les roues arrière par l'utilisateur.
- F_{roll} : Résistance de roulement, causée par le contact entre les pneus et le sol.
- F_{air} : Résistance du vent, proportionnelle au carré de la vitesse. À basse vitesse, cette friction est toutefois négligeable, car elle cause une force de moins de 1N à 1m/s (Frank et Abel, 1991).
- F_{int} : Friction interne, due à la déformation du cadre et à la résistance dans les roulements. Elle est négligeable dans le cas d'un fauteuil roulant en bonne condition.

En négligeant la résistance du vent et la friction interne, le modèle dynamique du système fauteuil-utilisateur donne :

$$ma = F_{app} - F_{roll} - mg \sin \beta \quad (1.15)$$

où m est la masse du système fauteuil-utilisateur, a est l'accélération du fauteuil, g est l'accélération gravitationnelle terrestre et β est l'angle de la pente.

Généralement, la calibration d'un tel modèle se fait à l'aide du protocole de coast-down (van der Woude *et al.*, 2003). Ceci consiste à pousser le fauteuil sur lequel l'utilisateur est assis, et à le laisser décélérer de lui-même. À partir des positions angulaires des roues arrière, il est possible d'obtenir la résistance de roulement F_{roll} à l'aide d'une régression polynomiale de degré 2 (DiGiovine *et al.*, 1997). Quand à la masse du système, elle peut être trouvée à l'aide d'une balance.

Suivant l'équation 1.15, les phénomènes physiques suivants doivent être reproduits par l'ergomètre :

- Résistance de roulement (F_{roll}) : Cette résistance peut être simulée à l'aide d'un dispositif de freinage résistif. Tous les ergomètres à rouleaux possède une forme ou une autre de freinage résistif qui peut calibrée de façon à approcher la véritable résistance de roulement.
- Inertie du système due à la masse (m) : Celle-ci peut être simulée en raccordant les rouleaux à des disques inertiels, ou en ajoutant de la masse aux rouleaux. Certains ergomètres simulent ce comportement, d'autres compensent leur manque d'inertie par une plus grande résistance.
- Pente montante ($mg \sin \beta > 0$) : Elle se simule par une plus grande résistance de roulement. Dans le cas où le fauteuil s'immobilise et que le sujet lâche les roues, celles-ci doivent alors accélérer vers l'arrière, ce qui nécessite des moteurs.
- Pente descendante ($mg \sin \beta < 0$) : Elle se simule par une moins grande résistance de roulement. Dans le cas où la résistance totale se retrouve inférieure à zéro, les roues doivent alors accélérer, ce qui nécessite des moteurs.

Les ergomètres à rouleaux décrits dans la littératures sont classés dans le tableau 1.2 selon leurs propriétés principales, c'est-à-dire leur capacité à simuler la résistance de roulement (colonne *friction*), l'inertie du système (colonne *inertie*), et les pentes (colonne *moteurs*). Des schémas et des photos de certains de ces ergomètres sont présentés aux figures 1.10 et 1.11.

Le réalisme de certains ergomètre à rouleaux est assez élevé, puisqu'ils possèdent toutes les composantes mécaniques pour simuler l'équation (1.15). Toutefois, ils partagent tout de même deux limitations, dues aux hypothèses sur lesquelles se base cette équation :

- L'équation (1.15) est basée sur l'hypothèse que la résistance de roulement est constante tout le long du cycle de propulsion. Or, le déplacement du tronc et du membre supérieur pendant le cycle de propulsion affecte dynamiquement la friction entre le sol et le fauteuil (de Saint Remy *et al.*, 2003; Sauret *et al.*, 2008).

- L'équation (1.15) constitue un modèle unidimensionnel de la propulsion en fauteuil roulant. L'accélération linéaire a du fauteuil est calculée en fonction de la masse et des forces appliquées sur le fauteuil, mais pas l'accélération angulaire. Pour calculer cette accélération angulaire, il faudrait une deuxième équation reliant l'accélération angulaire au moment d'inertie vertical du système fauteuil-utilisateur. De plus, la propulsion sur des trajectoires curvilinéaires implique un changement d'orientation des roues avant. Or, l'orientation des roues avant a une grande influence sur la dynamique du fauteuil roulant (Ding *et al.*, 2004). Ainsi, on constate qu'en négligeant le moment d'inertie vertical du système fauteuil-utilisateur et l'orientation des roues avant, les ergomètres à rouleaux actuels ne peuvent pas simuler la propulsion sur des parcours curvilinéaires.

Le réalisme de la propulsion sur un ergomètre à rouleaux est donc légèrement moindre que sur un ergomètre mobile ou à tapis roulant. Or, sur un ergomètre à rouleaux, le sujet n'a pas à continuellement corriger sa trajectoire, ce qui lui permet d'être plus concentré sur sa propulsion. C'est d'ailleurs sur un ergomètre à rouleaux que Kotajarvi *et al.* (2006) ont tenté d'améliorer la MEF moyenne à l'aide de biofeedback visuel (Fig. 1.10c, plus de détails à la section 1.2.1).

L'ergomètre à rouleaux est un bon candidat pour fournir un biofeedback haptique, puisque la résistance ressentie par l'utilisateur peut être directement modifiée par les moments résistifs des rouleaux. Quelques ergomètres auraient le potentiel de générer un tel biofeedback puisqu'ils sont munis de moteurs (Harrison *et al.*, 2004; DiGiovine *et al.*, 2001). Ils ne possèdent toutefois pas de système permettant de contrôler ces moteurs de façon à générer des moments à partir d'une analyse instantanée du patron de propulsion.

1.3.4 Ergomètre intégré

Les ergomètres intégrés consistent en des montages personnalisés comprenant une assise et des roues, mais pas de fauteuil roulant en tant que tel.



Figure 1.10 Schémas et photographies d'ergomètres à rouleaux

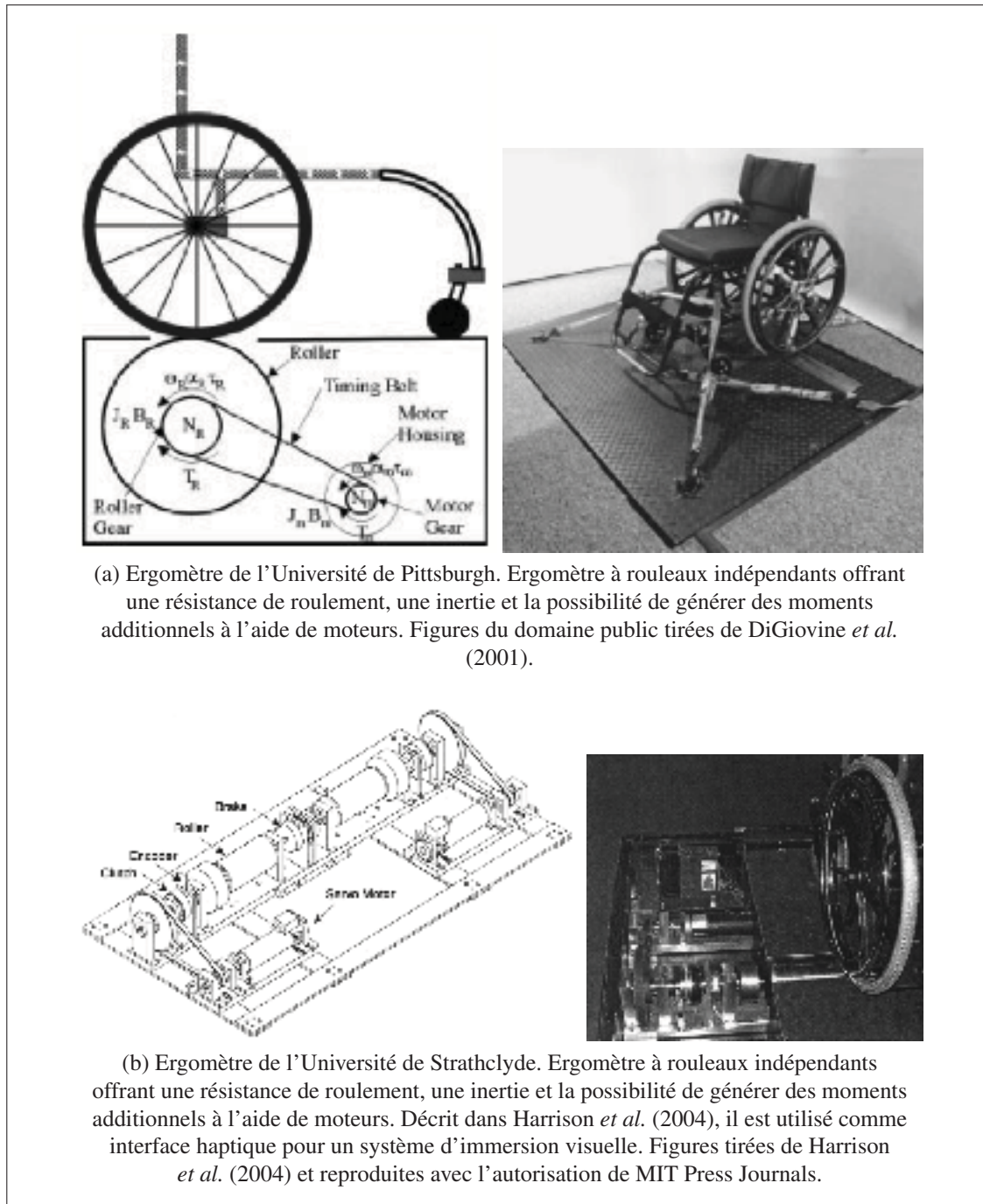


Figure 1.11 Schémas et photographies d'ergomètres à rouleaux (suite)

Tableau 1.2 Résumé des caractéristiques des ergomètres à rouleaux décrits dans la littérature

Ergomètre	Publication	Friction	Inertie	Moteurs
VP100 (Fig. 1.10a)	Devillard <i>et al.</i> (2001)	x	x	
VP Handisport (Fig. 1.10b)	Faupin <i>et al.</i> (2008)	x		
Clinique Mayo (Fig. 1.10c)	Kotajarvi <i>et al.</i> (2006)	x	x	
Université de Pittsburgh (Fig. 1.11a)	DiGiovine <i>et al.</i> (2001)	x	x	x
GameWheels, Université de Pittsburgh	Fitzgerald <i>et al.</i> (2006)	x		
WAFIT - Wheelchair Aerobic Fitness Trainer	Langbein <i>et al.</i> (1993)	x	x	
Université de Canterbury	Yao (2007)	x	x	
Université de Strathclyde (Fig. 1.11b)	Harrison <i>et al.</i> (2004)	x	x	x
LIO - École de technologie supérieure (avant 2009)	Desroches <i>et al.</i> (2008)	x		
Institut National Polytechnique de Lorraine	Soyer (1993)	x	x	

Le simulateur décrit dans Yamada et Muto (2004) (Fig. 1.12a) n'est pas un ergomètre proprement dit, mais plutôt un système de réalité virtuelle développé pour étudier l'accessibilité des transports en commun. L'utilisateur porte un casque de vision tridimensionnelle et se déplace dans l'environnement virtuel à l'aide des mains courantes. Les roues ne sont pas instrumentées, puisque l'entrée du système est le déplacement des roues.

Le simulateur décrit dans Sasaki *et al.* (2008) (Fig. 1.12b) est un système dont tous les paramètres géométriques sont ajustables. Son rôle est de déterminer la configuration optimale du fauteuil pour un utilisateur donné. Sa charge correspond à un disque résistif sans inertie, et comme il ne possède pas de moteurs, il ne pourrait pas générer de biofeedback haptique.

Finalement, l'ergomètre décrit par Niesing *et al.* (1990) (Fig. 1.12c) est un dispositif complexe comprenant des capteurs de moment sur les roues et des capteurs de force tridimensionnels sous les consoles des roues. Un circuit électronique contrôle la vitesse des roues en fonction des moments générés sur les mains courantes par l'utilisateur, à partir du modèle dynamique du fauteuil décrit par l'équation (1.15). C'est sur cet ergomètre que de Groot *et al.* (2002) ont réussi

à améliorer la MEF à l'aide de biofeedback visuel chez des personnes non-expérimentées. Comme les forces appliquées sur les mains courantes sont calculées en temps réel et que la dynamique des roues est complètement contrôlée par ordinateur, cet ergomètre pourrait théoriquement offrir du biofeedback haptique aux utilisateurs. Cette avenue n'a toutefois pas encore été explorée.

Pour conclure, notons le fait que les utilisateurs ne propulsent pas leur propre fauteuil, ce qui constitue une lacune des systèmes intégrés puisqu'ils doivent alors s'adapter à la propulsion d'un autre « fauteuil ».

1.3.5 Conclusion

À la lumière de cette revue de littérature, le tableau 1.3 dresse un tableau récapitulatif des propriétés des ergomètres existants, en lien avec les critères énoncés en début de section. On observe que grâce à leurs moteurs et au fait qu'ils peuvent ou pourraient mesurer la MEF en temps réel, les ergomètres de DiGiovine *et al.* (2001), de Harrison *et al.* (2004) et de Niesing *et al.* (1990) seraient aptes à générer un biofeedback haptique. Ces trois ergomètres sont équivalents en terme de réalisme de la propulsion, les deux premiers possédant l'avantage d'utiliser le fauteuil roulant du sujet. Toutefois, ce réalisme est limité : aucun de ces ergomètres ne simule la propulsion sur des parcours curvilinéaires, ni l'effet dynamique du déplacement du tronc et du membre supérieur pendant la poussée.

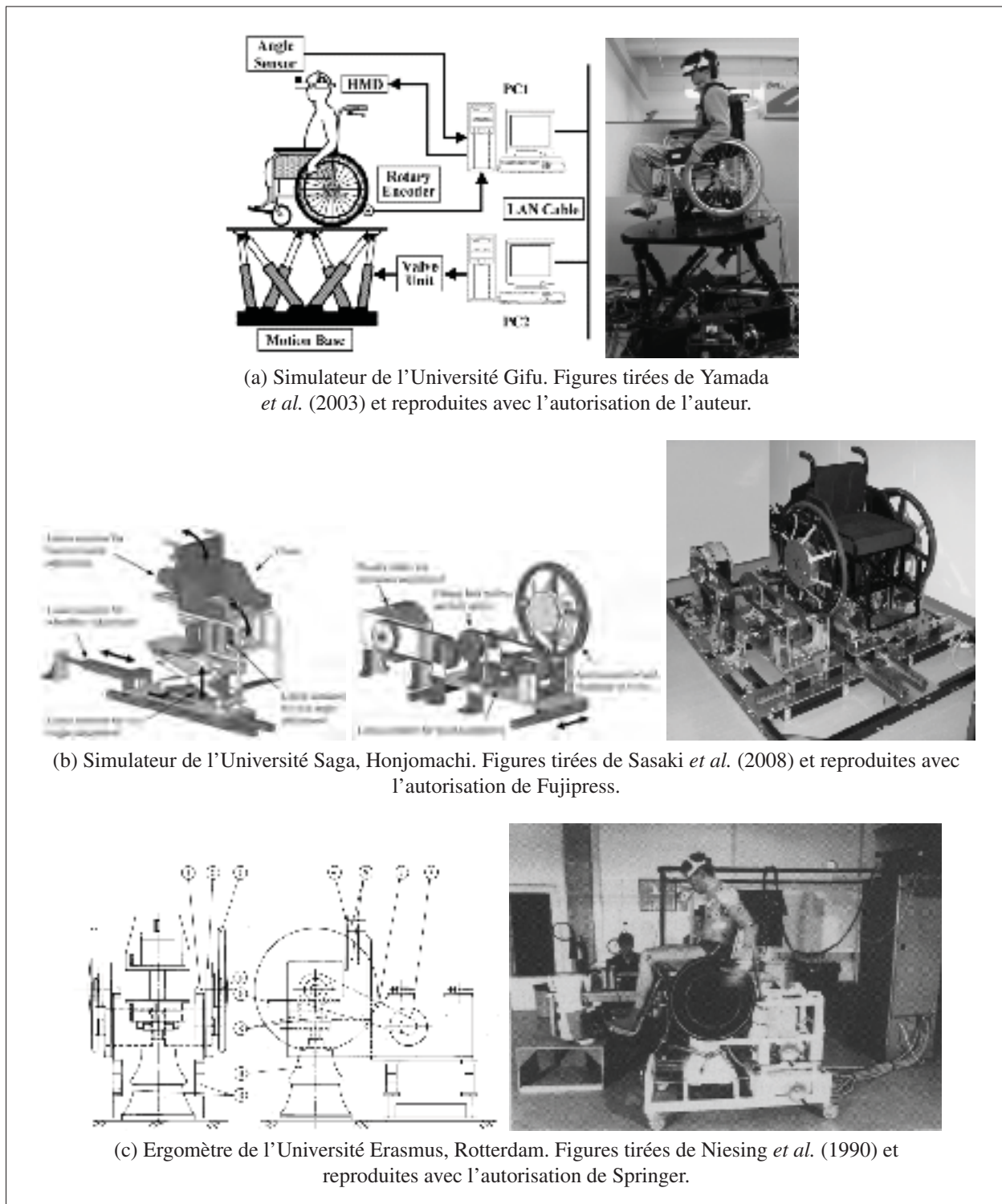


Figure 1.12 Schémas et photographies d'ergomètres intégrés

Tableau 1.3 Résumé des propriétés des ergomètres existants, en lien avec les critères énoncés à la section 1.3

(a) Description des cotes pour les quatre objectifs

Cote	STAT : Ergomètre stationnaire.	REAL : Propulsion fidèle à la réalité.	MEF : Mesure de la MEF en temps réel.	HAPT : Biofeedback haptique.
-	Ne répond pas à l'objectif			
1	L'ergomètre est stationnaire	Propre fauteuil du sujet	Nécessite des roues instrumentées	L'erg. pourrait générer du biofeedback haptique
2		Simule l'inertie	Capteurs intégrés	L'erg. génère du biofeedback haptique
3		Simule la propulsion sur des parcours curvilinéaires		
4		Simule la dynamique due au mouvement du tronc et du membre supérieur		

(b) Évaluation des ergomètres

Ergomètres		Objectifs			
Nom/Université	Publication	STAT	REAL	MEF	HAPT
Ergomètre mobile		-	1,2,3,4	1	-
Ergomètre à tapis roulant		1	1,2,4	1	-
Ergomètres à rouleaux :					
VP100	Devillard <i>et al.</i> (2001)	1	1,2	1	-
VP Handisport	Faupin <i>et al.</i> (2008)	1	1	1	-
Clinique Mayo	Kotajarvi <i>et al.</i> (2006)	1	1,2	1	-
Univ. de Pittsburgh	DiGiovine <i>et al.</i> (2001)	1	1,2	1	1
GameWheels	Fitzgerald <i>et al.</i> (2006)	1	1	1	-
WAFT	Langbein <i>et al.</i> (1993)	1	1,2	1	-
Univ. de Canterbury	Yao (2007)	1	1,2	1	-
Univ. de Strathclyde	Harrison <i>et al.</i> (2004)	1	1,2	1	1
LIO - ÉTS (avant 2008)	Desroches <i>et al.</i> (2008)	1	1	1	-
Inst. Nat. Polytech. Lorraine	Soyer (1993)	1	1,2	1	-
Ergomètres intégrés :					
Univ. Gifu	Yamada et Muto (2004)	1	?	-	-
Univ. Saga, Honjomachi	Sasaki <i>et al.</i> (2008)	1	-	2	-
Univ. Erasmus, Rotterdam	Niesing <i>et al.</i> (1990)	1	2	2	1

CHAPITRE 2

MÉTHODOLOGIE

Afin de respecter les objectifs spécifiques établis, les choix de design suivants ont été faits :

Objectif 1 : L'ergomètre doit être stationnaire, afin de mesurer la cinématique du sujet pour les calculs de dynamique inverse.

Nous avons déjà exclus l'ergomètre mobile et l'ergomètre à tapis roulant lors de la revue de littérature. Il reste donc l'ergomètre à rouleaux et l'ergomètre intégré ; tous deux respectent l'objectif 1. Nous verrons que l'objectif 4 fixera le choix entre ces deux types d'ergomètre.

Objectif 2 : La MEF doit pouvoir être calculée instantanément.

Pour remplir cet objectif, les roues instrumentées SmartWheel à transmission infrarouge seront utilisées. Ces roues mesurent les trois forces et trois moments appliqués sur la main courante, et transmettent immédiatement ces données à un port série RS232. On peut donc estimer la MEF en temps réel à l'aide de l'équation 1.14.

Objectif 3 : Un biofeedback haptique doit pouvoir être fourni au sujet, sous la forme d'une résistance additionnelle lorsque la MEF instantanée ne correspond pas au parcours de MEF désiré.

La génération d'un biofeedback haptique nécessite un système de contrôle en temps réel de la résistance ressentie par l'utilisateur. Harrison *et al.* (2004) ont créé un ergomètre à rouleaux pouvant moduler la résistance ressentie, à l'aide de freins commandés par ordinateur. Or, une lacune de leur système est la nécessité de réaligner régulièrement et avec une grande précision (≤ 0.1 mm) les différentes composantes du système, tels les freins, les disques inertiels, les transmissions et les moteurs.

Pour cette raison et pour réduire la complexité du système, une méthode de contrôle d'admittance a été choisie pour le nouvel ergomètre. Ce type de contrôle détermine la vitesse des roues

arrière en fonction des forces appliquées sur les roues. Les forces sont mesurées par les roues instrumentées, et les vitesses des roues sont contrôlées par des moteurs asservis en vitesse. Ainsi, le comportement dynamique complet de l'ergomètre est déterminé par une boucle de contrôle logicielle exécutée en temps réel. Il devient donc inutile d'utiliser des freins ou des disques inertiels : seuls les moteurs sont nécessaires pour contrôler précisément la vitesse des roues arrière.

Objectif 4 : L'ergomètre doit reproduire fidèlement les conditions de propulsion réelles, de manière à ce que les apprentissages réalisés sur l'ergomètre puissent être transposés à la vie de tous les jours.

Cet objectif est divisé en trois sous-objectifs, conformément au tableau 1.3 :

Objectif 4.1 : L'utilisateur doit pouvoir utiliser son propre fauteuil roulant.

Pour répondre à ce sous-objectif, les moteurs ne doivent pas être reliés directement à des roues fixées, comme pour les ergomètres intégrés de Sasaki *et al.* (2008), Yamada et Muto (2004) et Niesing *et al.* (1990). La seule option de configuration qui reste est donc l'ergomètre à rouleaux. Les moteurs alimenteront ainsi des rouleaux qui eux, entraîneront les roues instrumentées. Ainsi, on pourra utiliser n'importe quel fauteuil, en prenant soin de changer ses roues pour les roues instrumentées.

Objectif 4.2 : L'ergomètre doit simuler l'inertie de la propulsion, pas seulement la résistance de roulement.

Le fait d'utiliser un contrôle d'admittance pour simuler tout le comportement dynamique de l'ergomètre apporte l'avantage de pouvoir reproduire n'importe quel comportement dynamique. Ainsi, l'inertie de la propulsion n'a pas à être générée par une roue inertielle : elle n'a qu'à être programmée dans la boucle logicielle.

Objectif 4.3 : L'ergomètre doit simuler la propulsion sur des parcours curvilinéaires, pas seulement en ligne droite comme le font tous les ergomètres stationnaires actuels.

Pour la même raison que pour le sous-objectif 4.2, le nouvel ergomètre pourrait reproduire un comportement plus réaliste que le modèle du système fauteuil-utilisateur défini par l'équation (1.15), puisque n'importe quel modèle dynamique pourra être programmé. Nous avons vu que cette équation comporte deux lacunes principales : le comportement dynamique du système fauteuil-utilisateur n'est représenté que pour la propulsion en ligne droite, et la résistance de roulement est considérée constante durant tout le cycle de propulsion, malgré le mouvement du tronc et du membre supérieur.

Afin d'améliorer le réalisme du nouvel ergomètre par rapport à tous les autres ergomètres, la première des deux lacunes de l'équation (1.15) sera corrigée. Ainsi, un modèle dynamique qui représentera la propulsion non seulement en ligne droite, mais aussi sur des parcours curvilinéaires, sera développé, validé et mis en oeuvre sur le nouvel ergomètre. Toutefois, afin de limiter l'ampleur de cette thèse, nous conserverons la supposition de van der Woude *et al.* (2001) que la résistance de roulement est constante et que le mouvement du tronc n'a pas d'influence sur le déplacement du fauteuil.

2.1 Plateforme originale

Lors de la mise en route de ce projet, le Laboratoire de recherche en Imagerie et Orthopédie (LIO) possédait déjà l'ergomètre à rouleaux indépendants décrit dans Desroches *et al.* (2008). Cet ergomètre consiste en deux rouleaux dont la résistance pouvait être ajustée par le biais d'une sangle à tension variable, tel que montré à la figure 2.1. Les rouleaux étaient vides, donc leur moment d'inertie était très faible. L'inertie de la propulsion d'un fauteuil roulant n'était donc pas simulée. C'est à partir de cette plateforme que le nouvel ergomètre a été conçu.

2.2 Principales étapes de réalisation

La figure 2.2 montre le schéma-bloc d'un ergomètre qui peut répondre aux objectifs 1 à 4 mentionnés en début de chapitre. En concevant ainsi cet ergomètre comme un robot haptique



Figure 2.1 Photographie de l'ergomètre original du LIO

contrôlé en admittance, celui-ci pourra offrir du biofeedback sur la MEF en procurant des moments résistifs additionnels en fonction de la conformité de la MEF instantanée au parcours de MEF désiré.

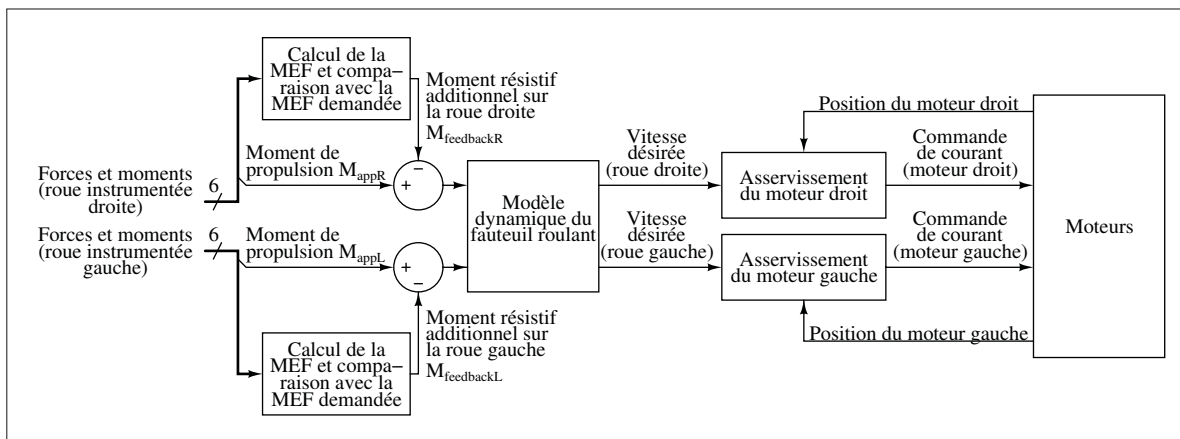


Figure 2.2 Schéma de contrôle de l'ergomètre proposé

La mise en oeuvre de l'ergomètre a été réalisée selon le schéma de la figure 2.3. Le schéma-bloc de la figure 2.2 est exécuté par un ordinateur temps réel, de façon à limiter les délais

qui pourraient compromettre la stabilité et la fidélité du comportement dynamique reproduit par l'ergomètre. Un ordinateur de contrôle sert d'interface à l'ergomètre, afin de sélectionner les paramètres de simulation, d'acquérir des données et de gérer le biofeedback. Un second moniteur sert d'outil de visualisation en temps réel des patrons de MEF de l'utilisateur.

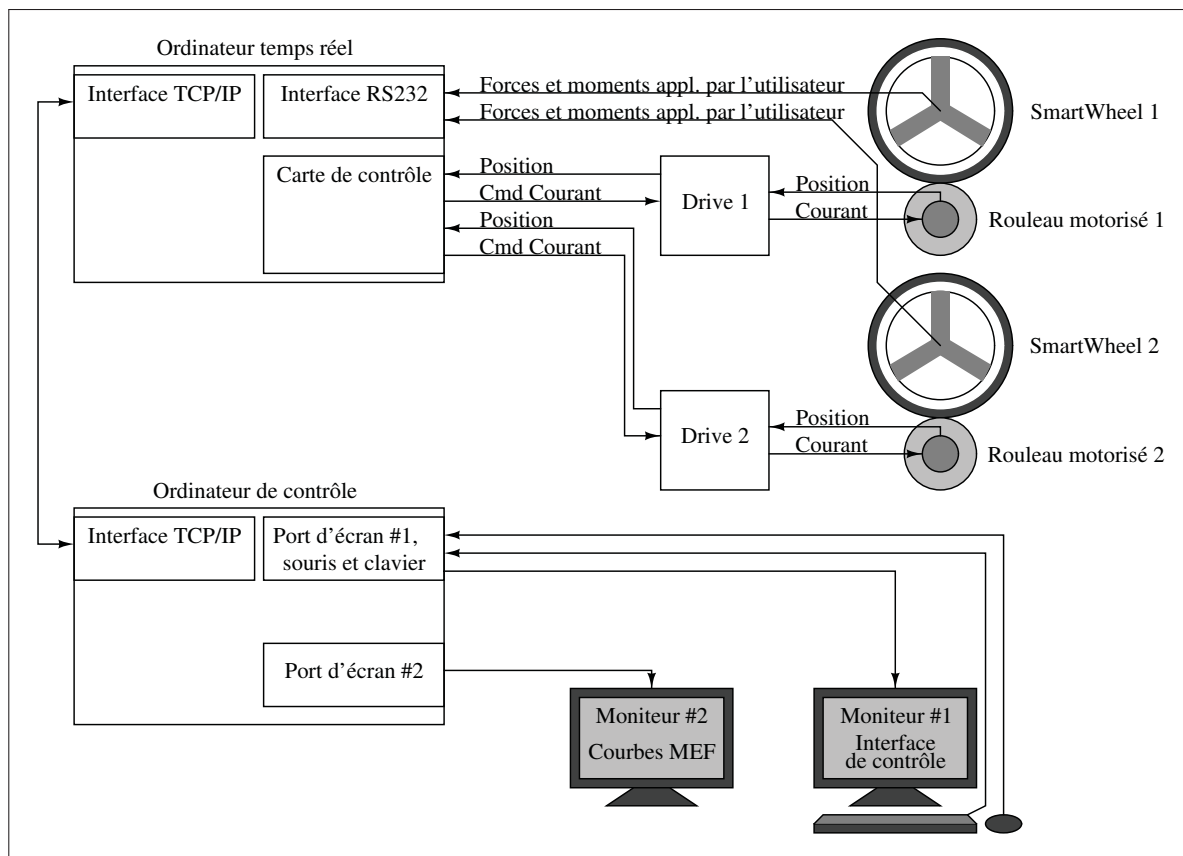


Figure 2.3 Interconnexions entre les composants de l'ergomètre proposé

La réalisation de l'ergomètre selon les figures 2.2 et 2.3 a été divisée en quatre parties distinctes, lesquelles feront l'objet des quatre prochains chapitres :

- a. Le chapitre 3 présente l'énoncé et la validation des équations cinématiques du modèle dynamique du fauteuil roulant, sous la forme d'un premier article. La principale contribution de cet article consiste en l'énoncé d'un estimateur de l'orientation des roues avant

basé uniquement sur la connaissance de la vitesse des roues arrière et sur la géométrie du fauteuil.

- b. Le chapitre 4 présente l'énoncé et la validation des équations dynamiques du modèle du fauteuil roulant, sous la forme d'un deuxième article. Les principales contributions de cet article consistent en l'élaboration d'un modèle permettant d'estimer la vitesse des roues d'un fauteuil roulant manuel à partir des moments générés par l'utilisateur, et d'une procédure d'identification des paramètres dynamiques du modèle à partir d'enregistrements de manoeuvres simples effectuées sur le sol.
- c. Le chapitre 5 présente la réalisation concrète de l'ergomètre et l'asservissement des moteurs, sous la forme d'un troisième article. La principale contribution de cet article consiste en la validation d'une plateforme robotique haptique à commande d'admittance spécialement conçue pour reproduire le comportement d'un fauteuil roulant manuel.
- d. Le chapitre 6 présente la réalisation concrète du biofeedback haptique, ainsi que les résultats préliminaires d'une expérimentation avec un sujet pilote. Ce sujet s'est vu augmenter son efficacité mécanique de 10 % suite à l'entraînement avec biofeedback haptique sur l'ergomètre. La principale contribution de ce chapitre consiste en la confirmation que le biofeedback haptique permet de modifier le patron de propulsion, ainsi qu'en une série de commentaires et de recommandations pour la suite des travaux.

CHAPITRE 3

ARTICLE 1 : AN ORIENTATION ESTIMATOR FOR THE MANUAL WHEELCHAIR'S CASTER WHEELS

Pour tenir compte de la propulsion sur des parcours curvilinéaires, et non seulement sur des lignes droites, le modèle du système fauteuil-utilisateur doit inclure l'accélération angulaire en plus de l'accélération linéaire. C'est le cas de plusieurs modèles dynamiques déjà existant (Wang *et al.*, 2009; Shung *et al.*, 1983; Miyata *et al.*, 2008; De La Cruz *et al.*, 2010; Coelho et Nunes, 2005). Or, ces modèles considèrent l'influence des roues avant sur la dynamique du fauteuil comme une perturbation extérieure, et non comme une partie intégrante du modèle. Comme les roues avant ont une contribution importante sur le comportement du fauteuil roulant (Ding *et al.*, 2004; Gentile *et al.*, 1996), elles doivent être incluses dans le modèle.

Johnson et Aylor (1985) ont proposé un modèle du fauteuil roulant qui inclut la dynamique des roues avant, mais cette dynamique est dépendante de plusieurs paramètres difficiles à mesurer, comme le moment d'inertie des roues avant, les coefficients de friction en roulement et en glissement des roues avant, ainsi que le coefficient de moment vertical de friction des roues avant. De plus, les paramètres de friction changent d'un type de sol à l'autre.

La première contribution de ce doctorat consiste en un modèle cinématique du système fauteuil-utilisateur, qui permet d'estimer l'orientation des roues avant en fonction des vitesses des roues arrière. Cet estimateur est seulement dépendant de paramètres géométriques du fauteuil, et non de paramètres de friction ou d'inertie. Il fonctionne donc pour n'importe quel type de sol.

Ce modèle cinématique a été présenté en premier lieu au 4ème congrès "*Rehabilitation : Mobility, Exercise and Sports*" (*RehabMove 2009, Amsterdam*) (Chénier *et al.*, 2009), puis il a été publié dans la revue *IEEE Transactions on Control Systems Technology* (Chénier *et al.*, 2011a). Cet article forme le présent chapitre.

3.1 Abstract

Wheelchair ergometers are a highly valuable tool in the study of the biomechanics of manual wheelchair propulsion. However, current ergometers have some drawbacks that affect their level of realism. For example, the moment of inertia of the wheelchair-user system and the caster wheels' orientation are usually neglected, despite their high influence on the wheelchair's behavior. Taking these factors into account requires a complex dynamic model, and the calibration of such a model requires on-the-field recordings of the caster wheels' orientation, which are currently difficult to obtain. In this paper, we have proposed an open-loop observer that estimates each caster wheel's orientation (CWO) based only on the rear wheels' kinematics. The model was validated by propelling the wheelchair on three different floors (vinyl, carpet, and concrete) with five different normal forces between the caster wheels and the ground. Comparison between the estimated CWO and a reference one recorded by an optoelectronic device gave an accuracy error of less than $\pm 8^\circ$. This error reduced to $\pm 5^\circ$ when the wheelchair was propelled following straight or slightly curved patterns. This observer has implications in the design of better wheelchair ergometers and simulators, as well as in the control of electric wheelchairs.

Keywords: Observers, Wheelchairs, Handicapped aids, Robot kinematics

Nomenclature

d_R	Distance between both rear wheels
d_F	Distance between both front wheels
d_C	Caster trail
d_L	Length of the wheelchair
r_P	Radius of a circular contact patch between a caster wheel and the ground
r_R	Radius of the rear wheels
CWO	Caster Wheel's Orientation
α_1	Right CWO
α_2	Left CWO
θ_1	Right rear wheel's angular position
θ_2	Left rear wheel's angular position
ϕ	Axial angular position of the wheelchair relative to the ground
\dot{Y}	Linear speed of the wheelchair
\dot{X}	Sliding speed of the wheelchair
\mathbf{v}_a	Speed of reference frame a relative to the ground
${}^b\mathbf{v}_a$	Speed of reference frame a relative to the ground, expressed in terms of frame b (notation from (Craig, 1989))

3.2 Introduction

Research in the design of manual wheelchairs has been growing actively since the last decade, which brings an extensive use of stationary ergometers. These ergometers aim to reproduce the dynamic behavior of a manual wheelchair and to record the biomechanical data representing real-life propulsion. As a matter of fact, fixing a wheelchair on a treadmill should represent highly realistic propulsion conditions (Martin *et al.*, 2002). However, the user cannot control his speed or change direction. Moreover, the strong effect of the floor material on the rolling

resistance (Chesney et Axelson, 1996; Koontz *et al.*, 2005; Hoffman *et al.*, 2003) cannot be replicated because the wheels are always on the same surface.

To overcome these limitations of fixed speed, direction, and kind of floor, a common solution is to place the rear wheels of the wheelchair on two separate rollers. Similarly, a complete system including the chair and both the wheels can be used. These ergometers are then tuned to approach the dynamic behavior given by Eq. (3.1) (Niesing *et al.*, 1990).

$$m\dot{v} = \sum F_{\text{app}} - F_{\text{air}}(v^2) - F_{\text{roll}}(v) - mg \sin \beta \quad (3.1)$$

where m is the total mass of the wheelchair-user system, v is the linear velocity, $\sum F_{\text{app}}$ is the sum of the applied forces on the wheels by the user, $F_{\text{air}}(v^2)$ is the air drag force, $F_{\text{roll}}(v)$ is the rolling resistance force caused by the deformation of the wheels on the ground, g is the gravitational acceleration, and β is the slope angle. Current ergometers generally distribute the inertial and resistive components of Eq. (3.1) equally on both the rear wheels, as given by Eq. (3.2).

$$\frac{m}{2} r_R \ddot{\theta}_i = F_{\text{app}i} - \frac{F_{\text{air}}(\dot{\theta}_i^2) + F_{\text{roll}}(\dot{\theta}_i) + mg \sin \beta}{2} \quad (3.2)$$

where $\dot{\theta}_i$ is the angular velocity of wheel i , $F_{\text{app}i}$ is the tangential force applied on this wheel, and r_R is the radius of the wheels. Some ergometers approach this behavior by linking each wheel to a flywheel and a brake (Langbein *et al.*, 1993; Devillard *et al.*, 2001; Faupin *et al.*, 2008; Yao, 2007), while others make use of motors (Niesing *et al.*, 1990; Shimada *et al.*, 1995; Yamada et Muto, 2004) or a combination of flywheels, brakes, and motors (Harrison *et al.*, 2004).

The dynamic model expressed by Eq. (3.1) has two important advantages: first, it can be implemented with mechanical parts only. Second, it is relatively easy to calibrate the inertia and resistance of the wheels using the coast-down protocol (DiGiovine *et al.*, 1997). However, it neglects some important aspects of the real wheelchair-user dynamics. First, it is valid for straight-line direction only, i.e. when turning, the axial moment of inertia of the wheelchair-user system is totally neglected. Second, the effect of each caster wheel's orienta-

tion (CWO) on the wheelchair motion is not taken into account, despite its important impact on the wheelchair's trajectory (Ding *et al.*, 2004). As both CWOs always change when executing turning maneuvers, we can conclude that no ergometer can adequately reproduce the dynamics of the wheelchair when the user is not wheeling strictly in a forward direction.

An ergometer aiming to reproduce the wheelchair propelled in a curvilinear direction must dynamically change the resistance felt by the user. For example, this resistance should be greater when the wheelchair's trajectory is not in line with the CWO. A motorized computer-controlled ergometer could achieve this task, provided that an adequate wheelchair dynamic model is used. Johnson et Aylor (1985) developed such a theoretical model that adds three dynamic equations to Eq. (3.1); however, as many as six new parameters are required to express the dynamics of the CWO, such as the individual moment of inertia of each caster wheel, along with the sliding and rotating friction coefficients between the caster wheels and the ground. These parameters are difficult to measure experimentally and change for each ground surface, which prevent the direct application of this model to actual motorized ergometers.

On the other hand, even if their model was simplified, it would still require real CWO recordings or estimations, in order to be fitted on real data (Khalil et Dombre, 1999). The CWOs were measured only in a few studies, with the help of a dedicated caster wheel instrument (VanSickle *et al.*, 1997). No study known by the authors has focused on the estimation of these orientations without the use of cumbersome additional instrumentation.

In this paper, we have first expressed the dynamic behavior of the CWOs based only on the linear and angular speed of the wheelchair. No information on the floor surface or the inertial characteristics of the caster wheels is required. Subsequently, the stability of our model is developed to be used as a CWO estimator based on the recordings of the angular position of both the rear wheels. This information is readily available from instrumented wheels, such as SmartWheels (Asato *et al.*, 1993). Finally, the CWO is experimentally measured and estimated on multiple surfaces and with multiple normal forces between the ground, and the accuracy of the estimator is discussed based on the results from these experiments.

3.3 Mathematical model

While the caster wheels are often completely removed from the dynamic model of a wheeled vehicle, some authors have combined their effects into one single caster wheel (Yu et Chen, 2002; Bayle *et al.*, 2003). These three-wheeled models enable a constant contact between each wheel and the ground. However, as we were interested in the orientation of both the caster wheels, we included both in our model. The first implicit assumption was that at every moment, all four wheels are in contact with the ground. The second assumption was based on the common expression of the wheelchair as a nonholonomic vehicle with a rear wheels' lateral speed constrained to zero. As the generalization of this speed constraint to the front wheels is normally accepted (Yu et Chen, 2002; Bayle *et al.*, 2003), our second assumption was that at all the time, none of the wheels is slipping laterally.

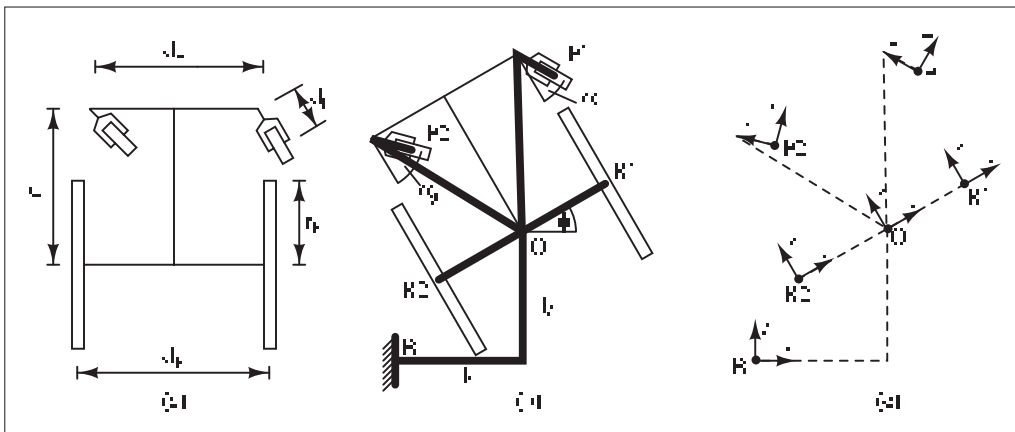


Figure 3.1 Top view of the wheelchair. (a) Geometrical parameters. (b) Wheelchair expressed as a five degrees-of-freedom system: q_x, q_y (prismatic) ; ϕ, α_1, α_2 (revolute). (c) Reference frames used for the wheelchair model

Figure 3.1 shows the kinematic model of the wheelchair expressed as a five degrees of freedom (d.o.f.) system composed of rigid bodies, where the non-slipping constraints of the wheels are temporarily not taken into account: these constraints will be introduced later. From Figure 3.1, we can determine the position of frame F1 relative to the base frame (B), expressed in the form

of a generalized coordinate $\mathbf{p}_{F1} = [p_x \ p_y \ \phi_z]^T$

$$\mathbf{p}_{F1} = \begin{bmatrix} q_x + d_C s_\phi \alpha_1 + \left(\frac{d_F}{2}\right) c_\phi - d_L s_\phi \\ q_y - d_C c_\phi \alpha_1 + \left(\frac{d_F}{2}\right) s_\phi + d_L c_\phi \\ \phi + \alpha_1 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

where

$$\begin{aligned} s_\phi &= \sin \phi ; \quad s_{\phi \alpha_1} = \sin(\phi + \alpha_1) \\ c_\phi &= \cos \phi ; \quad c_{\phi \alpha_1} = \cos(\phi + \alpha_1) \end{aligned} \quad (3.4)$$

and d_C , d_L and d_F are the geometrical parameters of the wheelchair.

The velocity of frame F1 relative to the ground (B) is obtained by time differentiation of \mathbf{p}_{F1} , and is expressed in the form $[v_x \ v_y \ \omega_z]^T$ (Craig, 1989)

$$\mathbf{v}_{F1} = \begin{bmatrix} \dot{q}_x + \left(d_C c_{\phi \alpha_1} - \left(\frac{d_F}{2}\right) s_\phi - d_L c_\phi\right) \dot{\phi} + d_C c_{\phi \alpha_1} \dot{\alpha}_1 \\ \dot{q}_y + \left(d_C s_{\phi \alpha_1} + \left(\frac{d_F}{2}\right) c_\phi - d_L s_\phi\right) \dot{\phi} + d_C s_{\phi \alpha_1} \dot{\alpha}_1 \\ \dot{\phi} + \dot{\alpha}_1 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

Generally, it is more useful to express the components of the velocity vector into the wheelchair's frame (O) rather than in the ground frame (B). Thus, we replaced the generalized speeds \dot{q}_x and \dot{q}_y with the speeds of the wheelchair, where \dot{X} is the wheelchair's sliding speed in its right direction, and \dot{Y} is as the wheelchair's rolling speed in its front direction. The transformation between both the reference frames is given by

$$\begin{bmatrix} \dot{q}_x \\ \dot{q}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_\phi & -s_\phi \\ s_\phi & c_\phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

and leads to

$$\mathbf{v}_{F1} = \begin{bmatrix} c_\phi \dot{X} - s_\phi \dot{Y} + \left(d_C c_{\phi \alpha_1} - \frac{d_F}{2} s_\phi - d_L c_\phi\right) \dot{\phi} + d_C c_{\phi \alpha_1} \dot{\alpha}_1 \\ s_\phi \dot{X} + c_\phi \dot{Y} + \left(d_C s_{\phi \alpha_1} + \frac{d_F}{2} c_\phi - d_L s_\phi\right) \dot{\phi} + d_C s_{\phi \alpha_1} \dot{\alpha}_1 \\ \dot{\phi} + \dot{\alpha}_1 \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

This velocity is then projected into its own frame using

$$\mathbf{F1}_{\mathbf{v}_{\mathbf{F1}}} = \begin{bmatrix} c_{\phi\alpha_1} & s_{\phi\alpha_1} & 0 \\ -s_{\phi\alpha_1} & c_{\phi\alpha_1} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{v}_{\mathbf{F1}} \quad (3.8)$$

which leads to

$$\mathbf{F1}_{\mathbf{v}_{\mathbf{F1}}} = \begin{bmatrix} c_{\alpha_1}\dot{X} + s_{\alpha_1}\dot{Y} + \left(d_C + \left(\frac{d_F}{2}\right)s_{\alpha_1} - d_L c_{\alpha_1}\right)\dot{\phi} + d_C\dot{\alpha}_1 \\ -s_{\alpha_1}\dot{X} + c_{\alpha_1}\dot{Y} + \left(d_L s_{\alpha_1} + \left(\frac{d_F}{2}\right)c_{\alpha_1}\right)\dot{\phi} \\ \dot{\phi} + \dot{\alpha}_1 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

By employing the same approach for the other extremities, we get

$$\mathbf{F2}_{\mathbf{v}_{\mathbf{F2}}} = \begin{bmatrix} c_{\alpha_2}\dot{X} + s_{\alpha_2}\dot{Y} + \left(d_C - \left(\frac{d_F}{2}\right)s_{\alpha_2} - d_L c_{\alpha_2}\right)\dot{\phi} + d_C\dot{\alpha}_2 \\ -s_{\alpha_2}\dot{X} + c_{\alpha_2}\dot{Y} + \left(d_L s_{\alpha_2} - \left(\frac{d_F}{2}\right)c_{\alpha_2}\right)\dot{\phi} \\ \dot{\phi} + \dot{\alpha}_2 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$\mathbf{R1}_{\mathbf{v}_{\mathbf{R1}}} = \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} + d_R\dot{\phi}/2 \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

$$\mathbf{R2}_{\mathbf{v}_{\mathbf{R2}}} = \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} - d_R\dot{\phi}/2 \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

where

$$\begin{aligned} s_{\alpha_1} &= \sin \alpha_1 ; s_{\alpha_2} = \sin \alpha_2 \\ c_{\alpha_1} &= \cos \alpha_1 ; c_{\alpha_2} = \cos \alpha_2 \end{aligned} \quad (3.13)$$

The non-slipping assumption can now be applied for each wheel. As each wheel's speed will be null in its x -direction, the following speed constraints vector is obtained from each first row

of Eqs. (3.9) to (3.12)

$$\begin{bmatrix} c_{\alpha_1}\dot{X} + s_{\alpha_1}\dot{Y} + \left(d_C + \frac{d_F}{2}s_{\alpha_1} - d_L c_{\alpha_1}\right)\dot{\phi} + d_C\dot{\alpha}_1 \\ c_{\alpha_2}\dot{X} + s_{\alpha_2}\dot{Y} + \left(d_C - \frac{d_F}{2}s_{\alpha_2} - d_L c_{\alpha_2}\right)\dot{\phi} + d_C\dot{\alpha}_2 \\ \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (3.14)$$

The first three rows of this vector are independent, and effectively reduce the number of generalized speeds from five (\dot{X} , \dot{Y} , $\dot{\phi}$, $\dot{\alpha}_1$, $\dot{\alpha}_2$) to two. As a result, the CWO rates ($\dot{\alpha}_1$ and $\dot{\alpha}_2$) can be expressed as functions of the wheelchair's linear and angular speeds (\dot{Y} and $\dot{\phi}$)

$$\dot{\alpha}_1 = \frac{\dot{\phi}}{d_C} \left(d_L \cos \alpha_1 - \frac{d_F \sin \alpha_1}{2} - d_C \right) - \frac{\dot{Y}}{d_C} \sin \alpha_1 \quad (3.15)$$

$$\dot{\alpha}_2 = \frac{\dot{\phi}}{d_C} \left(d_L \cos \alpha_2 + \frac{d_F \sin \alpha_2}{2} - d_C \right) - \frac{\dot{Y}}{d_C} \sin \alpha_2 \quad (3.16)$$

It is possible to estimate both the CWOs by time-integrating Eqs. (3.15) and (3.16). Therefore, an open-loop observer can be obtained by replacing α_1 , α_2 and their derivatives with their estimates

$$\dot{\hat{\alpha}}_1 = \frac{\dot{\phi}}{d_C} \left(d_L \cos \hat{\alpha}_1 - \frac{d_F \sin \hat{\alpha}_1}{2} - d_C \right) - \frac{\dot{Y}}{d_C} \sin \hat{\alpha}_1 \quad (3.17)$$

$$\dot{\hat{\alpha}}_2 = \frac{\dot{\phi}}{d_C} \left(d_L \cos \hat{\alpha}_2 + \frac{d_F \sin \hat{\alpha}_2}{2} - d_C \right) - \frac{\dot{Y}}{d_C} \sin \hat{\alpha}_2 \quad (3.18)$$

In general, a closed-loop observer would be superior in terms of stability and robustness (Vas, 1993). However, as no direct link can be made between the available information (\dot{Y} and $\dot{\phi}$) and the CWOs (α_1 and α_2), it is impossible to build a closed-loop observer without adding instrumentation which would give information on the CWOs. Therefore, an additional condition will be necessary to ensure the convergence of the open-loop observer. This condition will be presented in the following section.

3.4 Stability of the estimator

To use the open-loop observer specified by Eqs. (3.17) and (3.18), it is necessary to ensure that the estimated CWO will converge to the real CWO. We will first address the stability of the $\hat{\alpha}_1$ observer, and subsequently, the same reasoning will be applied for the $\hat{\alpha}_2$ observer. First, we can define $\tilde{\alpha}_1$ as the estimation error, which is the difference between the estimated CWO ($\hat{\alpha}_1$) and the real CWO (α_1)

$$\tilde{\alpha}_1 = \hat{\alpha}_1 - \alpha_1 \quad (3.19)$$

For the estimator to be stable, $\tilde{\alpha}_1$ has to converge to zero. The condition for this convergence is obtained by studying the local stability of the estimator using a linearization of $\dot{\hat{\alpha}}_1$ around the variable α_1 (Ogata, 1996). By definition

$$f(\hat{\alpha}_1) \approx f(\alpha_1) + \left. \frac{df(\hat{\alpha}_1)}{d\hat{\alpha}_1} \right|_{\hat{\alpha}_1=\alpha_1} (\hat{\alpha}_1 - \alpha_1) \quad (3.20)$$

Therefore, for $f(\hat{\alpha}_1) = \dot{\hat{\alpha}}_1$,

$$(\dot{\hat{\alpha}}_1 - \dot{\alpha}_1) \approx \left. \frac{d(\dot{\hat{\alpha}}_1)}{d\hat{\alpha}_1} \right|_{\hat{\alpha}_1=\alpha_1} (\hat{\alpha}_1 - \alpha_1) \quad (3.21)$$

where $\frac{d(\dot{\hat{\alpha}}_1)}{d\hat{\alpha}_1}$ is obtained by the differentiation of Eq. (3.17) relative to $\hat{\alpha}_1$. After replacing $(\hat{\alpha}_1 - \alpha_1)$ and $(\dot{\hat{\alpha}}_1 - \dot{\alpha}_1)$ by $\tilde{\alpha}_1$ and $\dot{\tilde{\alpha}}_1$ according to Eq. (3.19), the linear approximation of the error dynamics can be expressed as

$$\dot{\tilde{\alpha}}_1 \approx - \left(\frac{\dot{Y}}{d_C} \cos \alpha_1 + \frac{\dot{\phi}}{d_C} (d_L \sin \alpha_1 + \frac{d_F}{2} \cos \alpha_1) \right) \tilde{\alpha}_1 \quad (3.22)$$

It must be noted that from Eq. (3.9), the linear speed of the right caster wheel is defined by

$$[\mathbf{F1} \mathbf{v}_{\mathbf{F1}}]_2 = -\dot{X} \sin \alpha_1 + \dot{Y} \cos \alpha_1 + \dot{\phi} \left(d_L \sin \alpha_1 + \left(\frac{d_F}{2} \right) \cos \alpha_1 \right) \quad (3.23)$$

As \dot{X} equals zero according to the non-slipping assumption, the error dynamics can be expressed as a function of the linear speed of the caster wheel

$$\dot{\tilde{\alpha}}_1 \approx -\frac{[\mathbf{F}^i \mathbf{v}_{\mathbf{F}^i}]_2 \tilde{\alpha}_1}{d_C} \quad (3.24)$$

Following the same approach, we can obtain a similar equation for the left caster wheel, thus generalizing for the caster wheel i yields

$$\dot{\tilde{\alpha}}_i \approx -\frac{[\mathbf{F}^i \mathbf{v}_{\mathbf{F}^i}]_2 \tilde{\alpha}_i}{d_C} \quad (3.25)$$

It is well known that the solution of this differential equation will converge to zero as $t \rightarrow \infty$ and only if $[\mathbf{F}^i \mathbf{v}_{\mathbf{F}^i}]_2$ is always greater than zero. A direct consequence of this conclusion is that to ensure the stability of the estimator, the caster wheel must be rolling forward.

It should also be noted that when the stability of the estimator is evaluated using the same approach but with a linearization around $\alpha_1 + 2k\pi$ for $k \in \mathbb{Z}$ instead of α_1 , the error dynamics gives

$$\dot{\tilde{\alpha}}_i \approx -\frac{[\mathbf{F}^i \mathbf{v}_{\mathbf{F}^i}]_2 (\tilde{\alpha}_i - 2k\pi)}{d_C} \quad (3.26)$$

which means that when the caster wheel is rolling forward, the estimation error $\tilde{\alpha}_i$ converges to any multiple of 2π depending on its initial condition. This is however not a problem, because an orientation error of $2k\pi$ is geometrically equivalent to no error.

Finally, a linearization around $\alpha_1 + (2k+1)\pi$, which corresponds to a 180° error, gives

$$\dot{\tilde{\alpha}}_i \approx \frac{[\mathbf{F}^i \mathbf{v}_{\mathbf{F}^i}]_2 (\tilde{\alpha}_i - (2k+1)\pi)}{d_C} \quad (3.27)$$

which means the estimation error would converge to 180° as long as the caster wheel is rolling backwards. However, although this 180° error seems like a new stable point, it is not. This contradiction comes from the fact that the only way to negate $[\mathbf{F}^i \mathbf{v}_{\mathbf{F}^i}]_2$ is by propelling the

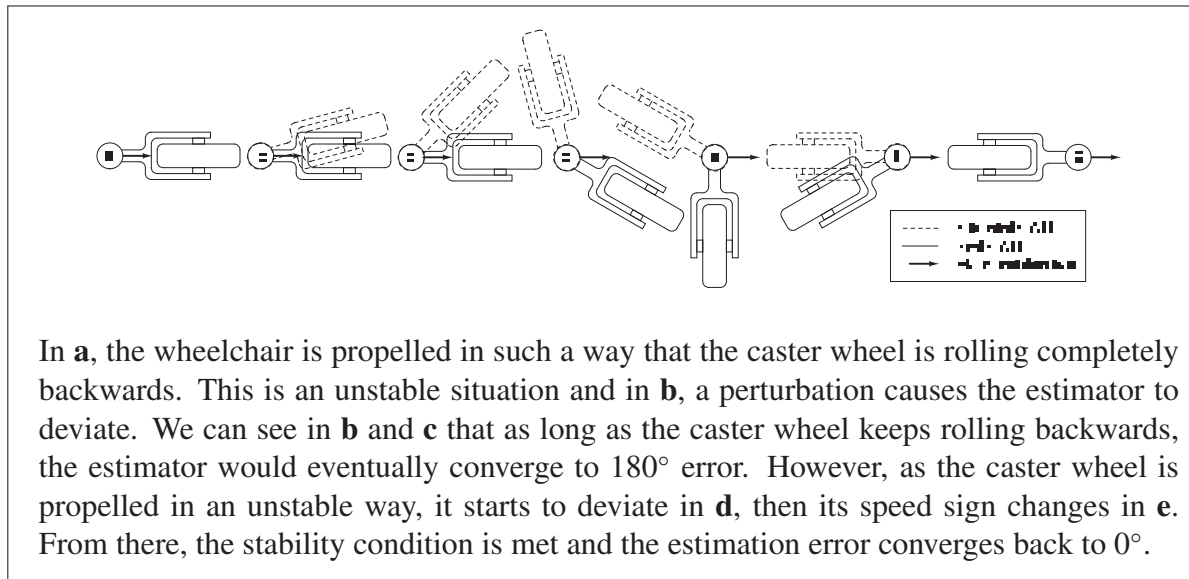


Figure 3.2 An illustration of the estimator's possible behavior when the stability condition is ignored

caster wheel in an unstable way. As a consequence, the error would indeed converge to 180° if the caster wheel was kept rolling backwards; however, this condition by itself is unstable as the caster wheel will tend to deviate. Figure 3.2 is an illustration of this behavior. Thus, it can be concluded that ignoring the estimator's stability condition will prevent the estimator to converge to the real CWO, but only temporarily, because the caster wheel will eventually change its orientation and make the estimator stable again.

From a practical point of view, the most obvious means to ensure the stability would be to install an anti-return mechanism on the caster wheels, which would block the wheels from rolling backwards. However, while this solution would certainly work, it is not always convenient. In fact, most standard wheelchairs do not have this type of add-on available. Moreover, the added friction would affect the dynamic characteristics of the wheelchair, which should be avoided in some applications, such as the characterization of the wheelchair-user dynamic model.

A more readily available solution would be to install an anti-return mechanism on the rear wheels. However, although it would work in most situations, we must show that if the rear wheels cannot roll backward, the caster wheels will not roll backward either, which is unfortu-

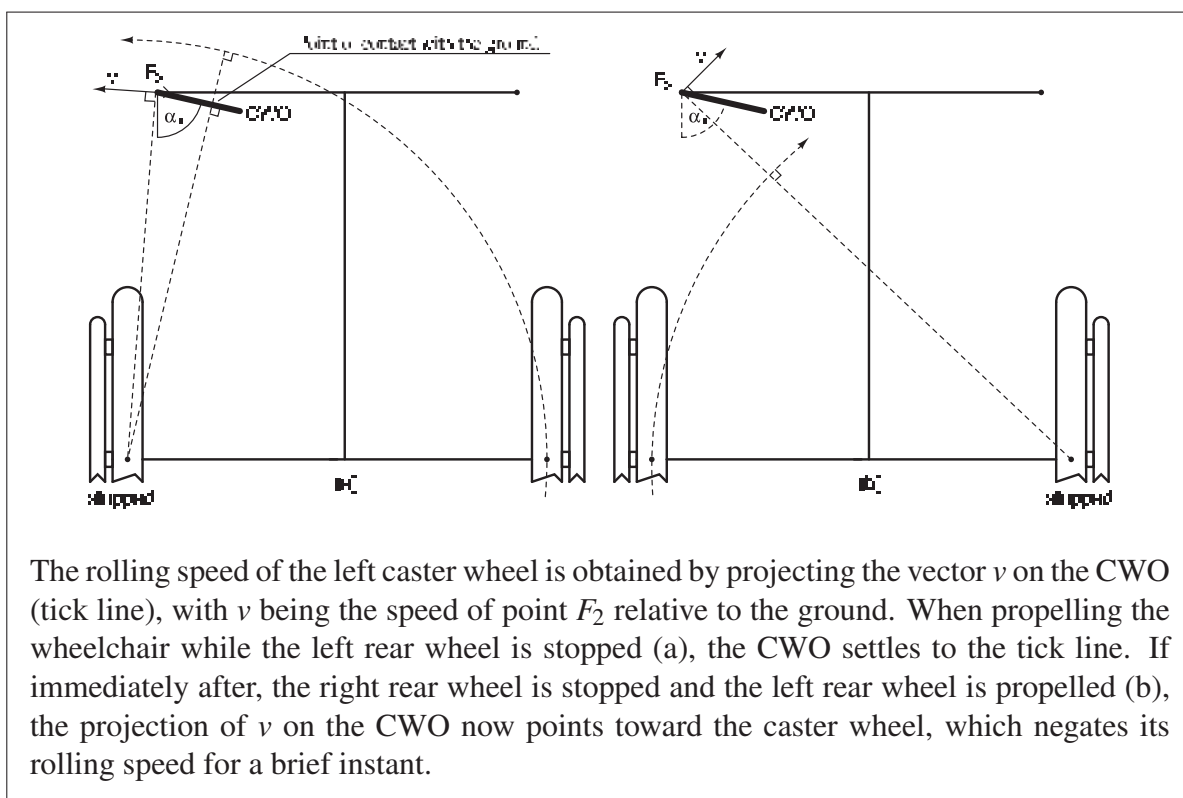


Figure 3.3 Anti-return mechanism on the rear wheels: a case where the estimator becomes temporarily unstable

nately false. A graphical counter-example is shown in Figure 3.3, where a sudden change in the wheelchair direction causes a brief instability. However, if the estimator has been stable for a while before this situation occurs, the error $\tilde{\alpha}$ can be assumed to be small, and this instability is unlikely to amplify the error enough to affect the overall estimate. In conclusion, an anti-return device on the rear wheels could minimize the cost and trouble inherent to the installation of the same device on the caster wheels. However, extreme situations like this one should be avoided or at least monitored to keep the estimator as stable as possible.

3.5 Experimental validation

The accuracy of the estimator was evaluated by comparing the estimated right CWO ($\hat{\alpha}_1$), computed from the angular position of each rear wheel, to a reference right CWO (α_1), measured by an optoelectronic device, for different test conditions.

3.5.1 Test conditions

In real-life conditions of manual wheelchair propulsion, the normal forces between the ground and the wheels continuously change because of the variation of the user's center of mass (COM) and the acceleration and deceleration of the wheelchair-user system's COM (Sauret *et al.*, 2008). As a consequence, the friction forces between the ground and the wheels may drop during a propulsion cycle, which could cause slipping of the wheels. Moreover, the friction coefficient between the ground and the wheels is highly dependant on the kind of floors (Chesney et Axelson, 1996; Koontz *et al.*, 2005; Hoffman *et al.*, 2003). As these variations of normal forces and friction coefficient could possibly affect the non-slipping assumption, the estimator was tested on three different kinds of floors that are commonly encountered in everyday life: vinyl, carpet, and concrete. For each kind of floors, five normal forces were applied on the caster wheels, starting from 443 N, which could simulate a normally weighted paraplegic man with 50% of his weight on the caster wheels (Dionyssiotis *et al.*, 2008). This weight distribution corresponds to a seated user with a considerably flexed trunk. Subsequently, we

decremented the load down to 63 N, which represents the extreme case where 100% of the subject's weight is on the rear wheels.

For each weight/floor combination, the instrumented wheelchair was pushed several times by an operator placed behind. At first, the wheelchair was pushed following straight to slightly curved patterns, with the right caster wheel's turning radius of at least 1 m. This simulated a propulsion in a large place such as a hall or corridor. Subsequently, the operator pushed the wheelchair following oscillatory patterns, with the right caster wheel's turning radius gradually decreasing from 1 to 0.2 m. This simulated the fast-changing CWO when the wheelchair is propelled in a tight space. To minimize the dynamic effects of the wheelchair's acceleration and deceleration on the normal ground forces, the operator kept the wheelchair's speed constant at 0.77 ± 0.13 m/s (mean \pm s.d. computed from our experimental results) for the straight and slightly curved patterns, which corresponded to a commonly used speed (Tolerico *et al.*, 2007). For the oscillatory patterns, the wheelchair's frequency of oscillation was kept below 1 Hz, to match real-life conditions and to minimize the dynamic effects of the changes in the wheelchair's direction on the normal ground forces. During all the experiments, the operator looked at the right caster wheel to verify its constant contact with the ground. A release from the ground was noticed by the wheel ceasing to roll or keeping the same orientation while the wheelchair was changing direction.

3.5.2 Instrumentation

Two SmartWheels (3rivers Inc.) were mounted on a wheelchair (A4, Invacare Corp.) to collect the angular position of each wheel with a sampling frequency of 240 Hz. Additionally, four infrared emitters were placed on the wheelchair: two on the frame and two on the right caster wheel fork (Fig. 3.4). The 3D position of these emitters was acquired by a Visualeyex II VZ4000 tridimensional optoelectronic system (Phoenix Technologies Inc.) with a sampling frequency of 100Hz. To avoid hindering the wheelchair movements, the output from the

SmartWheels were recorded by an external battery operated data logger (Anticyclone Systems AntiLog V4.0) and the optoelectronic system was operated in wireless mode.

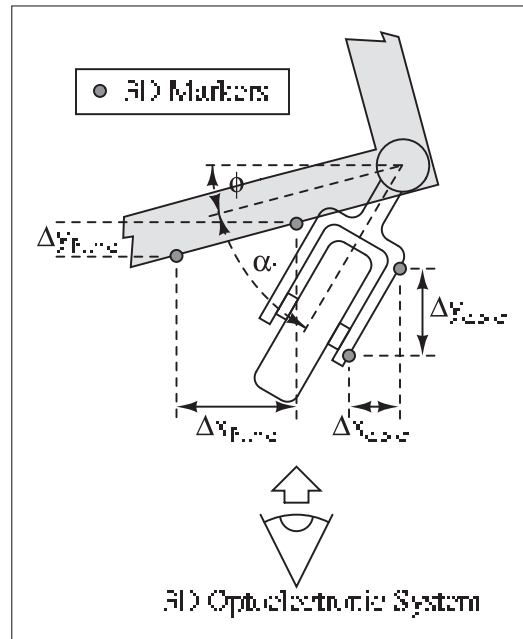


Figure 3.4 Top view of the four infrared emitters mounted on the wheelchair frame and the caster fork

To measure the normal force between the caster wheels and the ground, the caster wheels were placed on a scale (AMTI OR6-7-1000 Force platform, Advanced Mechanical Technology Inc.) prior to the experiments, as shown in Figure 3.5. Each weighing was done with the caster wheels trailing backward. Measurement with different weight combinations gave the following normal forces: 63, 157, 251, 348 and 443 N.

3.5.3 Data processing

After recording and synchronizing the signals from the instrumented wheels and optoelectronic system, both the estimated CWO ($\hat{\alpha}_1$) and reference CWO (α_1) were computed.

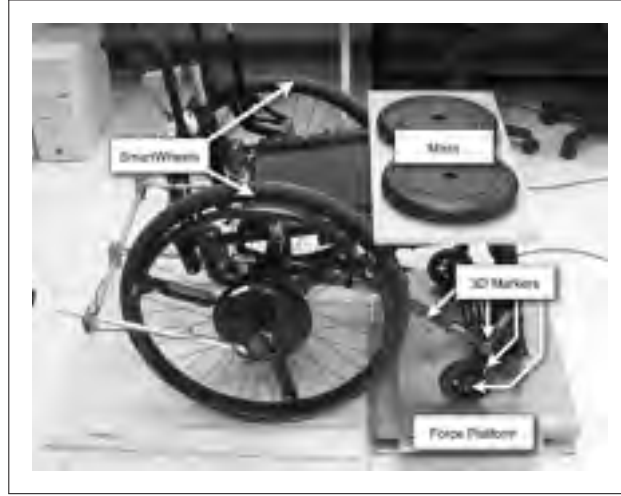


Figure 3.5 Photo of the instrumented wheelchair placed on a scale prior to the experiment

The estimated CWO was obtained by first filtering the rear wheels' angular position θ_1 and θ_2 by $sG(s)$ in Laplace domain, to obtain the filtered angular speeds $\dot{\theta}_1$ and $\dot{\theta}_2$, where $G(s)$ is a low-pass Butterworth filter of order 6 with a cutoff frequency of 6 Hz. This frequency has been found to be the highest frequency of interest for manual wheelchair propulsion (Cooper *et al.*, 2002). Based on these angular speeds, \dot{Y} and $\dot{\phi}$ were calculated using Eqs. (3.28) and (3.29).

$$\dot{Y} = \frac{r_R(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)}{2} \quad (3.28)$$

$$\dot{\phi} = \frac{r_R(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)}{d_R} \quad (3.29)$$

The estimated CWO change rate ($\dot{\hat{\alpha}}_1$) was obtained from Eq. (3.17), whose integration using the ode45 Runge-Kutta method led to the estimated CWO $\hat{\alpha}_1$.

The reference CWO α_1 was calculated using Eqs. (3.30) and (3.31), according to Figure 3.4

$$\phi = \arctan\left(\frac{\Delta y_{\text{frame}}}{\Delta x_{\text{frame}}}\right) \quad (3.30)$$

$$\alpha_1 = \arctan\left(\frac{\Delta y_{\text{caster}}}{\Delta x_{\text{caster}}}\right) - \phi \quad (3.31)$$

The samples for which at least one infrared emitter was not visible were removed from the data set. Finally, α_1 was filtered by $G(s)$ to match the attenuation and phase of $\hat{\alpha}_1$.

As the reference CWO was measured experimentally, it inevitably contained a noisy signal. To quantify this error, the RMS positioning uncertainty ϵ_x and ϵ_y was taken from the optoelectronic device's calibration data (both ± 0.47 mm) and was used to obtain the uncertainty ϵ_α on the reference CWO, using Eq. (3.32) (Coleman et Steele, 1999).

$$\epsilon_\alpha = \sqrt{\sum_{i=1}^4 \left(\left(\frac{\delta \alpha_1}{\delta x_i} \right)^2 \epsilon_x^2 + \left(\frac{\delta \alpha_1}{\delta y_i} \right)^2 \epsilon_y^2 \right)} \quad (3.32)$$

where (x_i, y_i) are the coordinates of marker i .

This function was computed from the collected data and led to a reference CWO uncertainty of around $\pm 2^\circ$.

3.6 Results

Figure 3.6 shows two samples of the experimental results. The parts where the reference CWO was not computed correspond to the moments when the wheelchair was brought back to its starting position: the 3D markers were then not in the field of view of the optoelectronic device. Figure 3.6(a) shows the case where the wheelchair was pushed following straight-line or slightly curved patterns, whereas Figure 3.6(b) shows the case where the wheelchair was pushed following oscillatory patterns. On some local minima and maxima of Figure 3.6(b), it can be observed that the error $\tilde{\alpha}_1$ is a bit higher when the CWO quickly changes. To quantify this error, the standard deviation of $\tilde{\alpha}_1$ was calculated for each normal force/floor combination. Figure 3.7 shows the double of the standard deviation for each combination, which is the maximal estimation error 95% of the time.

We can observe that for the case where the wheelchair was following straight or slightly curved patterns, the difference of accuracy between the 15 conditions is lower than the accuracy of the

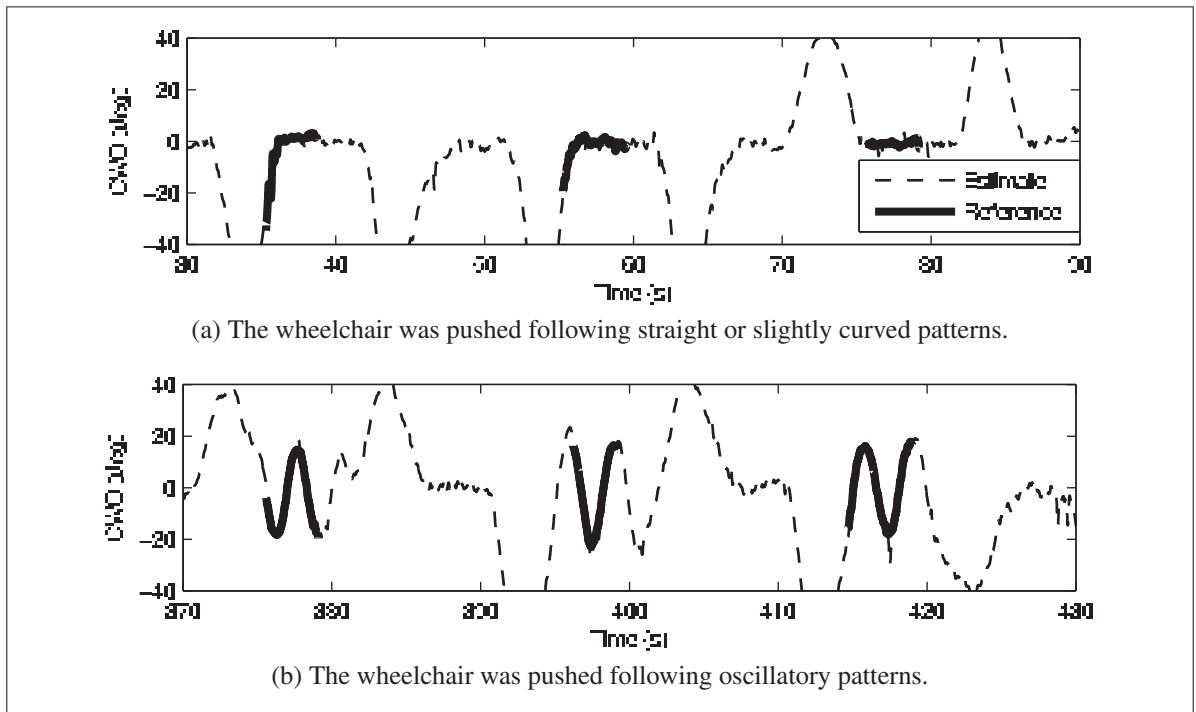


Figure 3.6 Estimated CWO ($\hat{\alpha}_1$) and reference CWO (α_1) on the vinyl floor with a force of 251N between the ground and the caster wheels

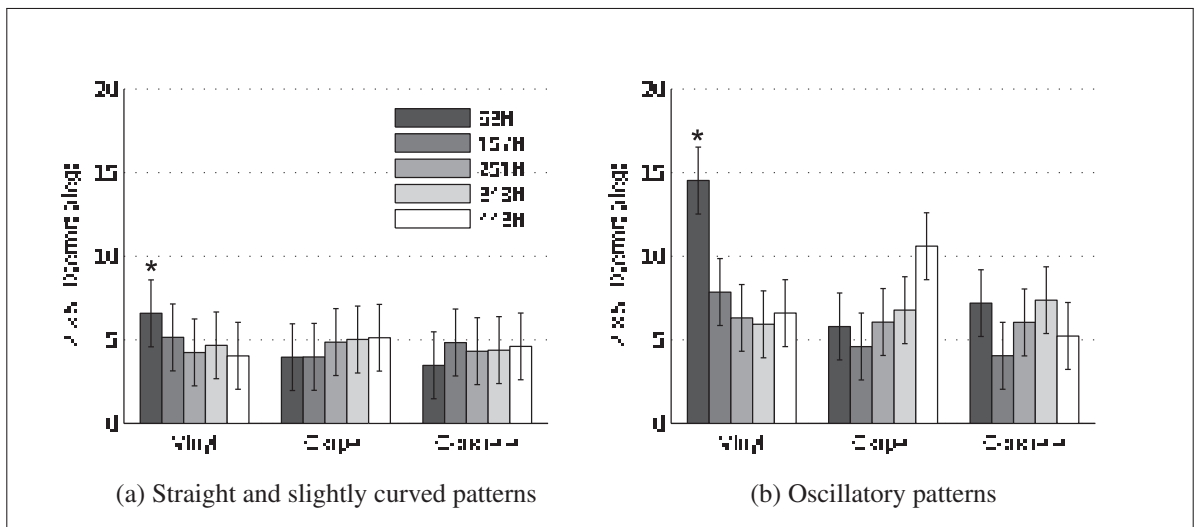


Figure 3.7 Accuracy of the estimator on different surfaces and with different normal forces on the caster wheels. The error bars correspond to the accuracy of the reference CWO, which is of about $\pm 2^\circ$. The asterisk indicates that for this case, the caster wheel was not always in contact with the ground during the experiment

reference CWO. Therefore, we cannot correlate the accuracy of the estimator to the normal ground force or the kind of floor. However, we can state that for this non- or low-turning case, the estimator error is below 8° , 95% of the time. When the wheelchair is oscillating, which induces CWO variations, the accuracy particularly drops for the vinyl floor with the lowest normal force, and for the carpet with the highest normal force. These two particular cases will be discussed in section 3.7.

Finally, to verify the stability of the estimator, $\hat{\alpha}_1$ was calculated from seven different initial conditions ($-60^\circ, -45^\circ, -30^\circ, 0^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ and 60°) based on one of the collected data sets. Figure 3.8 shows the convergence of $\hat{\alpha}_1$: in all the cases, the error converged to zero in less than 1 s, which confirms the stability of the system for those seven initial conditions.

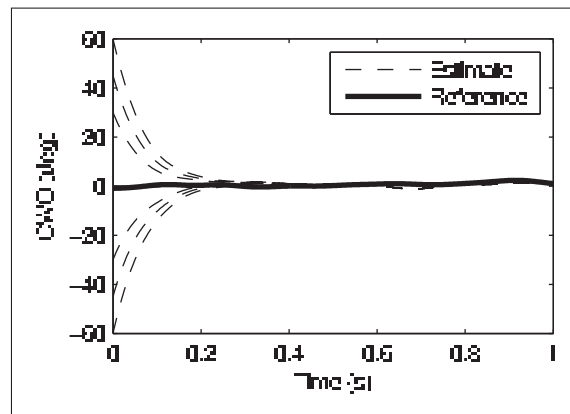


Figure 3.8 Estimated CWO ($\hat{\alpha}_1$, thin line) and reference CWO (α_1 , tick line) for different initial conditions : $\hat{\alpha}_1(0) \in \{-60^\circ, -45^\circ, -30^\circ, 0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ\}$

3.7 Discussion

From Figure 3.7, it can be observed that the worst estimator accuracy is for the vinyl floor with the lowest normal force. To explain this low accuracy, we recall our first assumption that all wheels are always in contact with the ground. However, in this case, sometimes only three wheels were contacting the ground owing to the floor-level irregularities. This situation did not happen on the other floors: it may be hypothesized that this is because of their greater compli-

ance (carpet) or roughness (concrete). We also believe that adding weight on the wheelchair deformed the tires enough to keep a constant contact, which is why we did not see this situation on the vinyl floor with other normal forces. Despite this violation of the first assumption, the error caused by the floor-level irregularities was not as pronounced when the wheelchair was not turning. This can be explained by the fact that for a straight pattern, the estimator predicts a steady-state CWO of 0° . By assuming that a caster wheel keeps its current orientation of 0° when it is released from the ground, the estimation remains valid even if the constant-contact assumption is violated, as long as the wheelchair is not turning.

The second lowest accuracy was found on the carpet with the maximal normal force. This is explained by an analysis of the friction between the wheels and the ground. It must be noted that the presented kinematic model is valid only if the caster wheels do not slip laterally. As the sliding friction coefficient cannot be infinite, the former condition can be fulfilled by a second requirement that the wheels are free to rotate. However, for a compliant floor and a high normal force, the caster wheel will tend to flatten and penetrate in the ground, thus becoming more difficult to rotate. Ultimately, the turning resistance leads to a lateral slipping of the wheel, which invalidates the second assumption. An exhaustive analysis of this phenomenon is presented in the Appendix. This explains the low accuracy for the particular case of the carpet, which is very compliant, when a high normal force is applied. Of course, this problem does not exist when the wheelchair is not turning, because the caster wheels do not rotate relative to the ground, and thus no turning resistive moment is generated.

The presented results show that, generally, the proposed CWO observer gives a good estimation of the caster wheels' orientation. However, some simplifications can limit its validity in some cases. First, this estimator does not consider the shimmy, which is a self-induced oscillating movement of the caster wheels started when the wheelchair speed reaches a certain threshold V_c (Kauzlarich *et al.*, 2000)

$$V_c = \frac{d_C \sqrt{4M_F}}{\pi \Theta_0 I_w} \quad (3.33)$$

where d_C is the caster trail, M_F is the frictional moment between the caster wheel and the ground and is strongly related to the normal force applied on the caster wheel, Θ_0 is the initial

angle between the CWO and the movement direction, and I_w is the caster wheel's moment of inertia. As most of the wheelchairs have a long caster trail to avoid this effect, we can assume that the caster wheels will not enter shimmy. This assumption was verified in our experiment.

Second, the reference CWO range was limited to around $\pm 30^\circ$ by the use of an optoelectronic device: when the CWO was higher, the markers were not visible, thus, no reference CWO could be obtained. As a consequence, the accuracy of this estimator for CWOs higher than 30° could not be reported here.

Another limitation consists of the choice of an operator placed behind the wheelchair instead of a seated person propelling with the pushrims. This choice was made to control the normal force between the caster wheels and the ground. However, it may introduce an uncertainty when the normal force between the caster wheels and the ground is higher than 443 N, which is the highest normal force experimented. This case could happen when a heavy user terminates a propulsion cycle with his/her trunk completely flexed forward. We saw that such an augmentation of the normal force on a compliant floor would cause a loss of estimator's accuracy when executing turning maneuvers. This loss could not be evaluated owing to our experimental conditions. However, as this forward position is less common when turning, we believe that the presented experimental conditions give a good idea of the real propulsion of a wheelchair. Finally, these experiments were performed on one specific wheelchair: while we are confident on the general conclusions of these experiments, it is hard to generalize the accuracy of the estimator for other wheelchairs, because the characteristics of the front wheels, such as their compliance and their materials may be different. Thus, future works with propulsion from real seated users on several wheelchairs should be carried out to definitely validate this estimator.

The applications of such an observer are numerous: the first example would be the characterization of the wheelchair-user dynamic model. In fact, as discussed in the introduction, the inclusion of the caster wheels' dynamics in the wheelchair-user model could be beneficial for the reproduction of a realistic aspect of the propulsion on an ergometer. Using the proposed observer, such a model could be fitted to real field data without needing to instrument the caster wheels. This new model could be programmed on a computer-controlled motorized ergometer

(Niesing *et al.*, 1990; Shimada *et al.*, 1995; Yamada et Muto, 2004; Harrison *et al.*, 2004) to build an ergometer which would include the strong effect of the caster wheels on wheelchair propulsion.

Another direct application is in the control of powered wheelchairs. It was shown that the CWOs affect the direction of the wheelchair. For example, a powered wheelchair with a simple controller will deviate from its trajectory if the caster wheels are not originally oriented in the right direction (Ding *et al.*, 2004). Using our observer, the controller could be modified to take the CWOs into account and consequently modify its motor control, without any major modification to the wheelchair. Such a controller would be helpful for people who have serious interfacing limitations with their wheelchair (Felzer et Nordmann, 2007).

3.8 Conclusion

In this paper, we have presented the kinematic model of the wheelchair as a 5-d.o.f. robot. With the assumptions that all four wheels are continuously in contact with the ground and that none is slipping laterally, we reduced the number of generalized speeds from five to two. We then expressed the CWO rate as a function of both the rear wheels' speed. The time-integration of the CWO rate formed an open-loop observer that could estimate the CWO based on the rear wheels' speed. A stability analysis showed that the caster wheels must be rolling forward for this observer to be stable. Finally, the validity of this observer was verified by on-the-field measurements on different kinds of floors and with different normal forces between the caster wheels and the ground. This observer will be useful for the conception of a better dynamic model of the wheelchair-user system, which could lead to the design of more realistic wheelchair ergometers in the future.

3.9 Appendix

Analysis of the friction forces on a compliant floor

We begin by studying the forces acting on a caster-wheel assembly taken separately from the wheelchair (Fig. 3.9). The force F_x generated by the wheelchair frame generates a force and a moment at the center of the caster wheel, which is resisted by a friction force F_{Slide} , and a friction moment M_F . To apply the non-slipping assumption, there must be no lateral acceleration of the wheel; thus, $F_x = F_{\text{Slide}}$. Moreover, the wheel must be free to rotate along its vertical axis. As a consequence, when the wheel is rotating relative to the ground, the moment generated by F_x must be higher than or equal to the friction moment of the wheel: $d_c F_x \geq M_F$. Both these conditions yield Eq. (3.34), which ensures that the non-slipping assumption is considered in the case where the caster wheel is rotating relative to the ground.

$$F_{\text{Slide}} \geq \frac{M_F}{d_c} \quad (3.34)$$

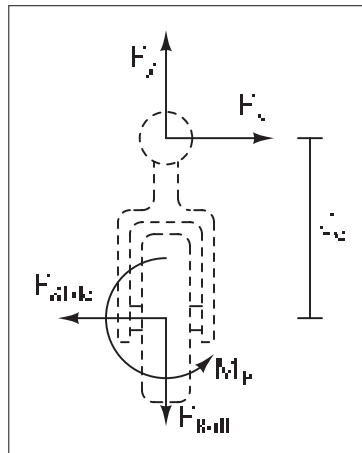


Figure 3.9 Forces applied on the caster wheel. F_x and F_y result from the forces applied on the wheelchair whereas F_{Slide} , F_{Roll} and M_F are the sliding and rolling friction forces and the rotational moment of friction, respectively

If both the wheel and the floor were completely rigid, their contact would resolve to a single point and there would be logically no resistive moment. Consequently, Eq. (3.34) would always be respected. However, as neither the wheel nor the floor is rigid, it is necessary to evaluate F_{Slide} and M_F as acting on a patch rather than on a point. By using a Coulomb model of friction, the size of the patch has no effect on the sliding friction

$$F_{\text{Slide}} = \mu(N/2) \quad (3.35)$$

where μ is the friction coefficient between the ground and the wheel, and N is the normal force applied symmetrically on both the caster wheels.

However, for the rotational moment of friction, a patch size increase will also increase M_F . Johnson and Aylor (Johnson et Aylor, 1985) expressed the resistive moment on a circular patch with a constant normal forces distribution as

$$M_F = \frac{2}{3}\mu(N/2)r_P \quad (3.36)$$

where r_P is the radius of the contact patch. By substituting Eqs. (3.35) and (3.36) in Eq. (3.34), we can obtain an approximation of the non-slipping condition as a function of the normal force and the radius of the contact patch

$$\frac{\mu N}{2} \geq \frac{2\mu(N/2)r_P}{3d_C} \quad (3.37)$$

After simplification

$$\frac{2r_P}{3d_C} \leq 1 \quad (3.38)$$

It can be observed that if the contact patch is small, this inequality will always be respected and the non-slipping assumption will hold. However, if the contact patch grows substantially, this assumption may not be verified anymore. That said, the contact patch is bigger on the carpet than on the other floors because of the compliance of this floor. Additionally, it may be

hypothesized that the contact patch will grow with an increase in the normal force N , because the wheel will deform and penetrate in the floor. The effect of this hypothesis can be observed in Figure (3.7), from which it can be concluded that Eq. (3.38) is violated for the highest normal force on the carpet.

Finally, it must be stated that Eq. (3.38) is a coarse approximation of the real non-slipping condition. In fact, the calculated sliding friction force would be valid only if all the infinitesimal parts of the contact patch were acting in the opposite direction of the sliding movement; in other words, if the only movement of the wheel was a sliding movement. Similarly, the calculated rotational moment of friction would be valid in the single case where the only movement of the wheel was a rotation relative to the ground. As both sliding and rotation occur simultaneously, there is a strong interdependency between F_{Slide} and M_F , which is not modelled here. Further studies should consider this interdependency. Notwithstanding this simplification, both F_{Slide} and M_F are overestimated, thus creating a non-negligible uncertainty in Eq. (3.38). In conclusion, this equation helps to explain the low accuracy for the highest normal force on the carpet, but should not be used to draw strong conclusions on the slipping of the caster wheels.

CHAPITRE 4

ARTICLE 2 : A NEW DYNAMIC MODEL OF THE WHEELCHAIR PROPULSION ON STRAIGHT AND CURVILINEAR PATTERNS

Maintenant que l'orientation des roues avant peut être estimée en tout temps grâce au modèle cinématique présenté au chapitre 3, le modèle dynamique du système fauteuil-utilisateur peut être établi. Ce modèle prédit les accélérations linéaire et angulaire du système fauteuil-utilisateur en fonction des moment propulsifs appliqués par l'utilisateur sur les roues arrière, et en fonction de la résistance de roulement induite par les roues avant. Les vitesses des roues arrière sont obtenues à partir d'une intégration de ces accélérations. Le modèle cinématique du chapitre 3 est utilisé directement afin de déterminer l'orientation et la direction de la résistance de roulement à partir des vitesses estimées des roues arrière.

Comme le protocole du *coast-down* normalement utilisé pour calibrer les ergomètres n'est valide que pour un modèle unidimensionnel, un autre protocole a dû être développé afin d'identifier les paramètres du nouveau modèle. Ce protocole, dont chaque étape est listée dans un rapport interne (Chénier, 2011c), consiste à exécuter des manoeuvre simples d'accélération et de décélération du fauteuil sur le plancher tout en enregistrant les moments propulsifs et les positions angulaires des roues arrière. Une régression du modèle sur les données ainsi enregistrées permet d'estimer les paramètres du modèle, soient la masse totale du système, son moment d'inertie vertical et la résistance de roulement.

La précision du modèle a été vérifiée par 10 sujets valides, qui ont premièrement exécuté les manoeuvres d'identification des paramètres, puis propulsé le fauteuil sur des parcours linéaires et curvilinéaires contrôlés. Les vitesses des roues arrière ont été mesurées puis comparées aux vitesses estimées par le nouveau modèle et par le modèle unidimensionnel utilisé par les ergomètres. Pour la propulsion en ligne droite seulement, les deux modèles donnent des résultats similaires. Par contre, pour la propulsion sur des parcours curvilinéaires, le nouveau modèle

estime les vitesses des roues arrière avec près du double de la précision du modèle unidimensionnel standard.

Ce nouveau modèle dynamique du système fauteuil-utilisateur a tout d'abord été présenté à la 12ème conférence annuelle sur la robotique appliquée à la réadaptation (*ICORR 2011, Zurich*) (Chénier *et al.*, 2011b), puis il a été soumis à la revue *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control* où il est présentement en processus de révision (Chénier *et al.*, 2011c). Cet article forme le contenu de ce chapitre.

4.1 Abstract

Background. Biomechanical analysis of manual wheelchair propulsion on level ground is often performed on wheelchair ergometers, which aim to reproduce the rear wheels behavior during manual propulsion of wheelchair on the ground. However, as these ergometers are based on a unidimensional dynamic model of a Wheelchair-user system propelled on Straight Lines (WSL), they cannot reproduce a curvilinear propulsion. To this end, a dynamic model of the Wheelchair-user system propelled on Straight and Curvilinear level-ground paths (WSC) is necessary.

Method of Approach. In the present paper, we develop a new WSC model, along with a parameter identification procedure based on data recorded with instrumented rear wheels. Ten healthy subjects propelled an instrumented wheelchair through a controlled path. Based on the moments they applied to the handrims of the rear wheels, both WSL and WSC models estimated the corresponding rear wheels' velocities. The estimated velocities were compared to the measured one, and the root mean square (RMS) error was calculated during the propulsion cycle.

Results. On curvilinear paths, the outward wheel shows an RMS error of 13% and 8% for the WSL and WSC models respectively. The inward wheel shows an RMS error of 21% and

11% for the WSL and WSC models respectively. Differences between both models are highly significant ($p < 0.001$).

Conclusion. The main outcomes are the validation of a new WSC model that is twice as accurate as the WSL model on curvilinear propulsion, and an identification process that estimates the model's parameters systematically. A new class of ergometers based on this model is expected to reproduce a more accurate wheelchair behavior when simulating the propulsion in tight environments, where it is impossible to wheel only in a straight line.

Keywords: Wheelchairs, simulation, dynamics, modeling, ergometers

Nomenclature

d_C	Caster wheels' trail.
d_F	Distance between both caster wheels.
d_L	Length of the wheelchair.
d_R	Distance between both rear wheels.
F_{roll}	Rolling resistance force.
$g(t)$	Impulse-response of a 2 nd order low-pass filter.
I_{0y}	Moment of inertia of the wheelchair-user system.
m	Mass of the wheelchair-user system.
M_{appi}	Moment applied on rear wheel i .
push phase	Part of the propulsion cycle where the hand is in contact with the handrim.
recovery phase	Part of the propulsion cycle where where the hand is not in contact with the handrim.
r_R	Radius of the rear wheels.
θ_{Ri}	Angular position of rear wheel i .
$\dot{\theta}_{Ci}$	Angular velocity of caster wheel i .
*	Convolution operator.

4.2 Introduction

Biomechanical analysis of manual wheelchair propulsion on level ground is often performed on manual wheelchair ergometers. These devices aim to reproduce the rear wheel's kinematics and kinetics, so that when the user propels the wheelchair on an ergometer, the rear wheels behave as if the wheelchair was propelled on the ground. However, whereas the propulsion is well reproduced on a straight line path, no ergometer can currently reproduce the propulsion on a curvilinear path. This is because current ergometers implement a unidimensional model of a Wheelchair-user system propelled on Straight Lines (WSL). This model represents the wheelchair as a mass and as a single friction force due to the rolling resistance. The implementation of the WSL model on a common-roller ergometer (a wheelchair with both rear wheels rolling on a shared roller) is performed by adjusting the moments of inertia and friction of the roller to match the mass and rolling resistance of a specific user and wheelchair (Devillard *et al.*, 2001). By doing so, propulsion of the wheelchair-user system on a straight path is reproduced. However, as both wheels are constrained to the same velocity, curvilinear propulsion cannot be achieved.

Besides, independent-wheels ergometers (Langbein *et al.*, 1993; Fitzgerald *et al.*, 2006; Yao, 2007; Faupin *et al.*, 2008; DiGiovine *et al.*, 2001; Harrison *et al.*, 2004; Niesing *et al.*, 1990; Sasaki *et al.*, 2008) are built in such a way that each rear wheel has its own velocity. These ergometers can be seen as common-roller ergometers for which the roller is separated in two halves. However, whereas these ergometers are well adapted to analyze the left-right propulsion asymmetry on straight line (De Groot *et al.*, 2002), they are still based on the WSL model which is only valid for straight line propulsion.

To reproduce the wheelchair propulsion on both straight and curvilinear paths, the ergometer must implement a dynamic model of the wheelchair-user system which takes not only its linear acceleration into account, but also its angular acceleration. Several dynamic models that include both accelerations were developed in the fields of robotics, as velocity controllers for electric wheelchairs (Wang *et al.*, 2009; Shung *et al.*, 1983; Johnson et Aylor, 1985), or path-

following controllers for robotic wheelchairs (Miyata *et al.*, 2008; De La Cruz *et al.*, 2010; Coelho et Nunes, 2005). However, to simplify the identification and control process, the caster wheels were almost always removed from the above dynamic models and their contribution to the wheelchair's dynamics was instead considered as an external perturbation. This may be an acceptable compromise for the design of a controller, but not for an accurate model of the manual wheelchair propulsion. In fact, when the caster wheels are not aligned with the rear wheels, which is the case in curvilinear propulsion, the contribution of the caster wheels on the wheelchair's dynamics is known to be important (Ding *et al.*, 2004; Gentile *et al.*, 1996). Thus, the caster wheels must be included in the modeling design.

Johnson and Aylor proposed a dynamic model of the wheelchair that includes the dynamics of the caster wheels (Johnson et Aylor, 1985). However, they did not explain how they measured the numerous parameters of their model. In fact, some parameters may be difficult to measure. This is the case of the moment of inertia of the wheelchair-user system. As this parameter is strongly related to the user weight and position, it is not available from CAD data. Moreover, experimental measurements need a special setup to make the wheelchair and user rotate or oscillate around the vertical axis (Wang *et al.*, 2007; Eicholtz, 2010; Griffiths *et al.*, 2005; Brancati *et al.*, 2010).

Therefore, there is a need for a dynamic model of the wheelchair that takes both linear and angular accelerations into account as well as the contribution of the caster wheels, but that also allows to identify all of its parameters systematically. The purpose of this article is three-fold. The first is the development of a new bidimensional dynamic model of a Wheelchair-user system propelled on Straight and Curvilinear level ground paths (WSC). The second is the development of an identification process that estimates the three dynamic parameters of the WSC model, which are the mass, the rolling resistance and the moment of inertia of the wheelchair-user system. The third is a validation of the WSC model, by measuring its accuracy in predicting the rear wheels' velocities based on rear wheels' kinetics. This accuracy is compared to that of the WSL model, as it is implemented on an independent-wheels ergometer, for 10 healthy subjects wheeling continuously on both straight and curvilinear paths.

4.3 Dynamic models

4.3.1 WSL model

We begin with a description of the WSL model; then, the new WSC model will be presented. Equation (4.1) represents the WSL model on level ground (van der Woude *et al.*, 2001), assuming that:

Assumption 1. *The wheelchair is propelled on a straight line.*

Assumption 2. *The movements of the subject on the wheelchair do not contribute to the wheelchair's dynamics.*

Assumption 3. *The rolling resistance force is constant during the analysis.*

Assumption 4. *The air drag is negligible.*

$$m\ddot{x} = \sum_i M_{\text{app}i}/r_R - \text{sgn}(\dot{x})F_{\text{roll}} \quad (4.1)$$

where m is the mass of the wheelchair-user system, \dot{x} and \ddot{x} are its linear velocity and acceleration, $M_{\text{app}i}$ is the moment applied on the rear wheel i by the user, r_R is the radius of the rear wheels, and F_{roll} is the total rolling resistance force (the sum of each wheel's rolling resistance force). Most wheelchair ergometers have independent wheels, so that:

$$I_{zi}\ddot{\theta}_{Ri} = M_{\text{app}i} - \text{sgn}(\dot{\theta}_{Ri})M_{Fi} \quad (4.2)$$

where $\dot{\theta}_{Ri}$, $\ddot{\theta}_{Ri}$, I_{zi} and M_{Fi} are the angular velocity, angular acceleration, moment of inertia and moment of friction of rear wheel i . To match (4.1) and (4.2), I_{zi} and M_{Fi} are adjusted so that $I_{zi} \approx mr_R^2/2$ and $M_{Fi} \approx r_RF_{\text{roll}}/2$. Thus, the simulation of the WSL model, as implemented on an independent-wheels ergometer, is given by (4.3). Figure 4.1(a) is a block diagram of the

simulation implementation of the WSL model.

$$\dot{\theta}_{Ri} = \int \left(\frac{2M_{appi}}{mr_R^2} - \frac{\text{sgn}(\dot{\theta}_{Ri})F_{\text{roll}}}{mr_R} \right) dt \quad (4.3)$$

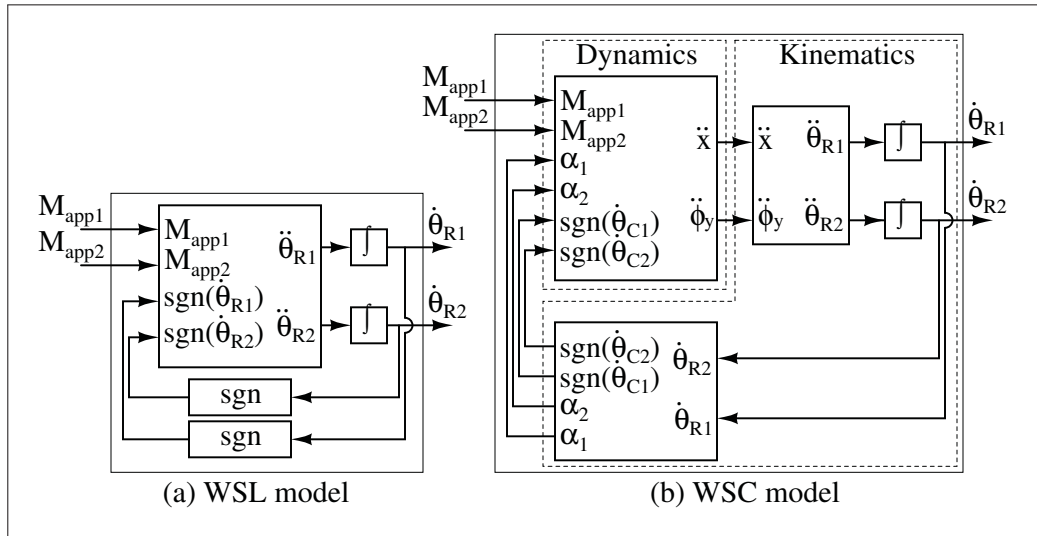


Figure 4.1 Simulation implementation of both models

4.3.2 WSC model

The new WSC model is built on assumptions 2, 3 and 4 of the WSL model, with these additional assumptions:

Assumption 5. *The vertical moment of inertia of the caster wheels and their vertical moment of friction are negligible.*

Assumption 6. *All the rolling resistance is mainly due to the caster wheels because of their smaller radius.*

Assumptions 5 and 6 do not make the WSC model more restrictive than the WSL: they are simply irrelevant for the WSL model because of the much more restrictive assumption 1.

4.3.2.1 Dynamic constraints

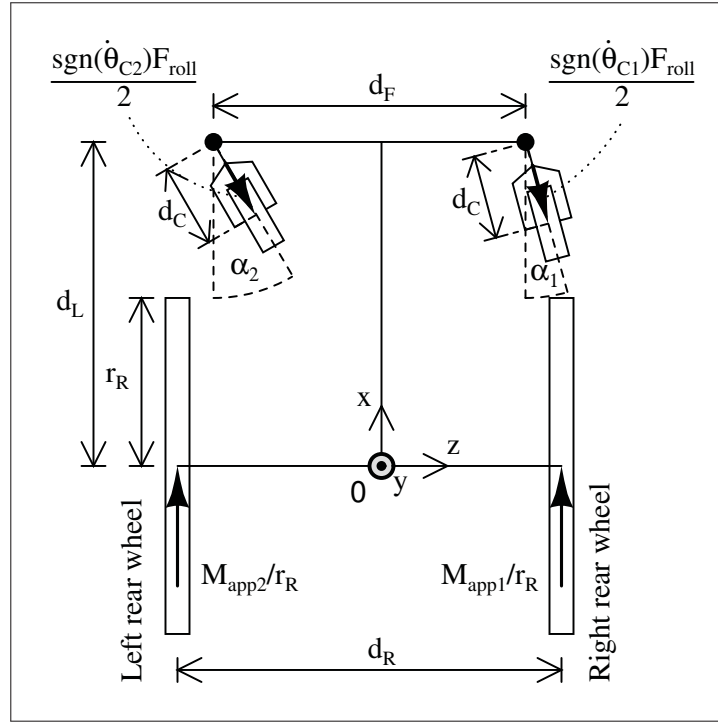


Figure 4.2 Free body diagram of the WSC model

Fig. 4.2 represents the free-body diagram of the WSC model. Summing the forces on x and the moments on y around O yields:

$$m\ddot{x} = (M_{\text{app1}} + M_{\text{app2}})/r_R - \frac{F_{\text{roll}}}{2} (\text{sgn}(\dot{\theta}_{C1}) \cos(\alpha_1) + \text{sgn}(\dot{\theta}_{C2}) \cos(\alpha_2)) \quad (4.4)$$

$$I_{0y}\ddot{\phi}_y = \frac{d_R}{2r_R}(M_{\text{app1}} - M_{\text{app2}}) + \frac{d_F F_{\text{roll}}}{4} (\text{sgn}(\dot{\theta}_{C2}) \cos(\alpha_2) - \text{sgn}(\dot{\theta}_{C1}) \cos(\alpha_1)) \\ - \frac{d_L F_{\text{roll}}}{2} (\text{sgn}(\dot{\theta}_{C2}) \sin(\alpha_2) + \text{sgn}(\dot{\theta}_{C1}) \sin(\alpha_1)) \quad (4.5)$$

where \ddot{x} , $\ddot{\phi}_y$ and I_{0y} are the linear acceleration, angular acceleration and vertical moment of inertia of the wheelchair-user system with respect to body frame O . We chose to express the

individual rolling resistance forces of each caster wheel as $F_{\text{roll}}/2$ instead of F_{roll} to be consistent with the WSL dynamic model, which models only one rolling resistance force.

4.3.2.2 Kinematic constraints

According to the wheelchair geometry, the conversion from the wheelchair's linear and angular accelerations (\ddot{x} , $\ddot{\phi}_y$) to the rear wheels' angular accelerations ($\ddot{\theta}_{R1}$, $\ddot{\theta}_{R2}$) gives:

$$\ddot{\theta}_{R1,2} = \ddot{x}/r_R \pm \ddot{\phi}_y(d_R/2r_R) \quad (4.6)$$

Equations (4.4) and (4.5) depend on the caster wheels' orientation (α_1 , α_2) and on their rolling direction ($\text{sgn}(\dot{\theta}_{C1})$ and $\text{sgn}(\dot{\theta}_{C2})$). It is already known that the caster wheels' rotation rate can be expressed as a first-order differential equation based on the rear wheels' velocities (Chénier *et al.*, 2011a):

$$\dot{\alpha}_i = \frac{r_R(\dot{\theta}_{R1} - \dot{\theta}_{R2})}{d_C d_R} \left(d_L \cos \alpha_i \mp \frac{d_F \sin \alpha_i}{2} - d_C \right) - \frac{r_R(\dot{\theta}_{R1} + \dot{\theta}_{R2})}{2d_C} \sin \alpha_i, i \in \{1, 2\} \quad (4.7)$$

Also from (Chénier *et al.*, 2011a), the rolling direction of caster wheel i is expressed as:

$$\text{sgn}(\dot{\theta}_{Ci}) = \text{sgn} \left\{ \frac{r_R(\dot{\theta}_{R1} + \dot{\theta}_{R2})}{2} \cos \alpha_i + \frac{r_R(\dot{\theta}_{R1} - \dot{\theta}_{R2})}{d_R} (d_L \sin \alpha_i \pm (d_F/2) \cos \alpha_i) \right\}, i \in \{1, 2\} \quad (4.8)$$

Fig. 4.1(b) is a block diagram of the simulation implementation of the WSC model.

4.4 Parameter identification

4.4.1 WSL model

According to (4.1), the WSL model is characterized by three parameters, which are the radius of the rear wheels r_R , the system's mass m , and the rolling resistance force F_{roll} . After measuring m and r_R , F_{roll} is estimated by a deceleration test (DiGiovine *et al.*, 1997) that consists in performing a least-square regression of $-\ddot{x}m = F_{\text{roll}}$ to straight line deceleration data, where \ddot{x} is the acceleration of the wheelchair. As \ddot{x} is not directly measurable by instrumented wheels, it needs to be estimated: detail of this estimation is given later in (4.11).

4.4.2 WSC model

The new WSC model comprises seven parameters. Four correspond to geometric constants, namely d_F , d_L , d_C and r_R , and three correspond to dynamic constants, namely m , I_{0y} and F_{roll} . Whereas the geometric parameters are easy to measure, the dynamic parameters are not, especially I_{0y} . As mentioned previously, I_{0y} cannot be obtained from a CAD because the user is an important part of the load. Therefore, m , I_{0y} and F_{roll} will be estimated by an offline least-square regression approach.

Equations (4.4) and (4.5) can be rewritten to isolate the applied moments M_{app1} and M_{app2} and the dynamic parameters m , I_{0y} and F_{roll} . We obtain the system $\mathbf{m}_{\text{app}} = \mathbf{W}\mathbf{a}$, where \mathbf{m}_{app} is the input vector, \mathbf{W} is the state matrix, and \mathbf{a} is the unknown parameters vector:

$$\mathbf{m}_{\text{app}} = \begin{bmatrix} M_{\text{app1}} \\ M_{\text{app2}} \end{bmatrix} \quad \mathbf{a} = \begin{bmatrix} m \\ I_{0y} \\ F_{\text{roll}} \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} \frac{r_R \ddot{x}}{2} & \frac{r_R \ddot{\phi}_y}{d_R} & \frac{r_R}{2} \left(\frac{c_1 + c_2}{2} + \frac{d_F(c_1 - c_2)}{2d_R} + \frac{d_L(s_1 + s_2)}{d_R} \right) \\ \frac{r_R \ddot{x}}{2} & \frac{-r_R \ddot{\phi}_y}{d_R} & \frac{r_R}{2} \left(\frac{c_2 + c_1}{2} + \frac{d_F(c_2 - c_1)}{2d_R} - \frac{d_L(s_2 + s_1)}{d_R} \right) \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

where $c_i = \text{sgn}(\dot{\theta}_{C_i}) \cos \alpha_i$ and $s_i = \text{sgn}(\dot{\theta}_{C_i}) \sin \alpha_i$, $i \in \{1, 2\}$.

Based on known experimental values for \mathbf{m}_{app} and \mathbf{W} , a least-square regression could be used to estimate \mathbf{a} . However, whereas \mathbf{m}_{app} can be measured directly by instrumented wheels, \mathbf{W} is not directly measurable and needs to be estimated. Therefore, the geometrical parameters r_R , d_R , d_F and d_L will be measured, and the linear acceleration \ddot{x} , the angular acceleration $\ddot{\phi}_y$, the caster wheels' orientation α_1, α_2 and the caster wheels' rolling direction $\text{sgn}(\dot{\theta}_{C_1}), \text{sgn}(\dot{\theta}_{C_2})$ will be estimated.

4.4.3 State estimation

The linear and angular accelerations $(\ddot{x}, \ddot{\phi}_y)$ of the wheelchair-user system are estimated from the quantized angular positions of the rear wheels ($\hat{\theta}_{R1}$ and $\hat{\theta}_{R2}$), measured by the built-in position encoders at a sampling frequency of 240 Hz. To reject most of the quantification noise, a double-derivative low-pass filter is applied to $\hat{\theta}_{R1}$ and $\hat{\theta}_{R2}$. From the geometry of the wheelchair, the estimated linear and angular accelerations $(\hat{\ddot{x}}, \hat{\ddot{\phi}}_y)$ are given by:

$$(g(t) * \hat{\ddot{x}}) = \frac{r_R}{2} (\ddot{g}(t) * (\hat{\theta}_{R1} + \hat{\theta}_{R2})) \quad (4.11)$$

$$(g(t) * \hat{\ddot{\phi}}_y) = \frac{r_R}{d_R} (\ddot{g}(t) * (\hat{\theta}_{R1} - \hat{\theta}_{R2})) \quad (4.12)$$

where $g(t)$ is the impulse-response of a low-pass filter, $\ddot{g}(t)$ is its second time-derivative, and $*$ is the convolution operator.

Savitzky-Golay filters are particularly powerful in rejecting numerical noise while assessing first and second derivatives (Luo *et al.*, 2005), which makes it a good candidate for $g(t)$. To use such a filter, the polynomial order and the window size must be optimized. We minimized the root mean square (RMS) error between the real linear acceleration \ddot{x} measured by an accelerometer, and the phase-corrected linear acceleration estimated by (4.11). For a sampling frequency of 240 Hz, the optimized filter was a second-order, 131-points Savitzky-Golay filter.

For the WSC model, the caster wheels' orientation α_1, α_2 and the caster wheels' rolling direction $\text{sgn}(\dot{\theta}_{C1}), \text{sgn}(\dot{\theta}_{C2})$ are estimated by (4.7) and (4.8). The stability of these differential equations was demonstrated, which allows their use as an observer (Chénier *et al.*, 2011a). Finally, the filter $g(t)$ must be applied equally on both sides of the equations to match the delay and attenuation introduced by the linear filtering process. Thus, the rolling resistance F_{roll} of the WSL model is estimated using a least-square regression of:

$$-(g(t) * \hat{x})m = (g(t) * u(t))F_{\text{roll}} \quad (4.13)$$

on straight line deceleration data, where $u(t)$ is the Heaviside function, and the parameters vector \mathbf{a} of the WSC model is estimated by a least-square regression of:

$$(g(t) * \mathbf{m}_{\text{app}}) = (g(t) * \mathbf{W}) \mathbf{a} \quad (4.14)$$

on straight and curvilinear propulsion data.

4.5 Experimental method

The experimental method was approved by the Ethics Committee of the École de technologie supérieure (ÉTS), Montréal, Québec, Canada. Ten healthy young subjects participated in this study. Their anthropometrics are enumerated in Table 4.1. Data was acquired in a large empty room at the ÉTS. The floor was made of flat vinyl tiles. All subjects used the same Ultralight A4 wheelchair (Invacare Corp.). Their weights and that of the wheelchair were measured with an AMTI OR6-7 1000 Force platform (Advanced Mechanical Technology, Inc.). The angular position of the rear wheels along with the moments applied on them by the subjects were measured by two SmartWeels (Three Rivers Holdings, LLC) at a sampling frequency of 240 Hz. The linear acceleration of the wheelchair was sampled at 100 Hz with an Inertia Link 3DM-GX2 wireless inertial system (Microstrain, Inc.), which was installed on the middle of the rear wheels' axis. This information was used only to obtain the optimal Savitzky-Golay

filter configuration, and not for parameter identification. Data analysis and the implementation of the WSL and WSC models were realized with Matlab/Simulink (The MathWorks, Inc.).

Table 4.1 Subjects' anthropometrics

Subject	Age	Sex	Height (cm)	Weight (kg)	BMI
1	27	M	180	73.5	22.7
2	31	M	173	86.0	28.7
3	25	F	165	67.7	24.9
4	23	M	168	61.9	21.9
5	27	M	169	79.0	27.7
6	23	M	170	63.4	21.9
7	20	M	172	66.8	22.6
8	23	F	162	55.7	21.2
9	26	M	172	86.1	29.1
10	34	M	185	75.9	22.2
Mean	25.9	-	171.6	71.60	24.29
SD	4.1	-	6.8	10.3	3.1

4.5.1 Parameter identification

The subjects were asked to familiarize themselves at least 5 minutes with the wheelchair propulsion through the controlled path illustrated in Fig. 4.3. To identify both models' parameters, the subjects performed the following set of maneuvers:

Dataset 1, sequence 1

From a stop position with the caster wheels trailing behind, the subjects applied one synchronous bilateral push on the rear wheels, and then waited for the wheelchair to stop by itself. This was repeated 10 times.

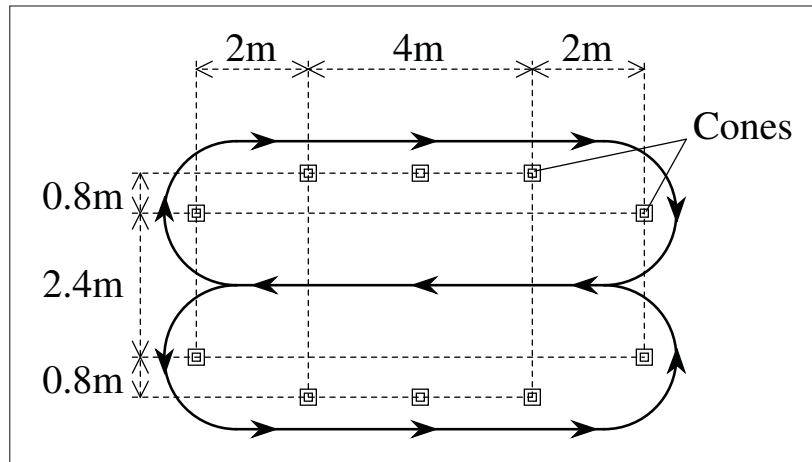


Figure 4.3 Controlled path of three 6-m straight line sections and four 1-m radius U-turns in both directions

Dataset 1, sequence 2

Again from a stop position with the caster wheels trailing behind, the subjects applied one unilateral push on a rear wheel, and waited for the wheelchair to stop by itself. This was repeated 10 times with alternating hands.

Dataset 2, sequences 1 and 2

A second set of both sequences was performed to evaluate the repeatability of the new WSC identification process.

4.5.1.1 WSL model

The rolling resistance was estimated using (4.13) based on deceleration data from dataset 1, sequence 1. The first second of the recovery phase was discarded to retain only data for which the subjects' upper body was stabilized.

4.5.1.2 WSC model

The three dynamic parameters (m , I_{0y} and F_{roll}) were estimated using (4.14) based on propulsion data from dataset 1, sequences 1 and 2. Again, the first second of the recovery phase was discarded. As a goodness-of-fit measure, the coefficient of determination R^2 was calculated for each identification. To evaluate the repeatability of the identification process, the parameters were estimated once more from dataset 2. A test-retest was then performed on each estimated parameter. To this end, the Pearson's correlation coefficient was calculated between the estimated parameters from both datasets.

4.5.2 Velocity estimation

To compare the velocity estimation errors of the WSL and WSC models, the subjects were asked to propel the instrumented wheelchair continuously through the controlled path of Fig. 4.3. The wheeling speed was controlled at approximately 1 m/s, which corresponds to a normal wheeling speed (Tolerico *et al.*, 2007), by measuring the time required to complete a lap. After identifying, both models' parameters, the rear wheels' velocities were estimated by both models based on the recorded moments. For each propulsion cycle, the RMS velocity error was calculated on a complete push cycle, i.e. from the first hand(s) contact with the hand rim(s) to the next one.

As both models use integrators to estimate the velocities, their outputs are prone to drift due to the integration of modeling errors. To illustrate this drift, Fig. 4.4a shows an excerpt of the estimated velocities without any correction. To correct this drift, the estimated kinematics of the wheelchair (the rear wheels velocities and the orientation of the caster wheels) were reset to the measured kinematics on each contact between the hand(s) and the hand rim(s). The same excerpt of estimated velocities is shown in Fig. 4.4b when the drift correction is performed.

The velocity estimation errors of both models were evaluated on four test conditions:

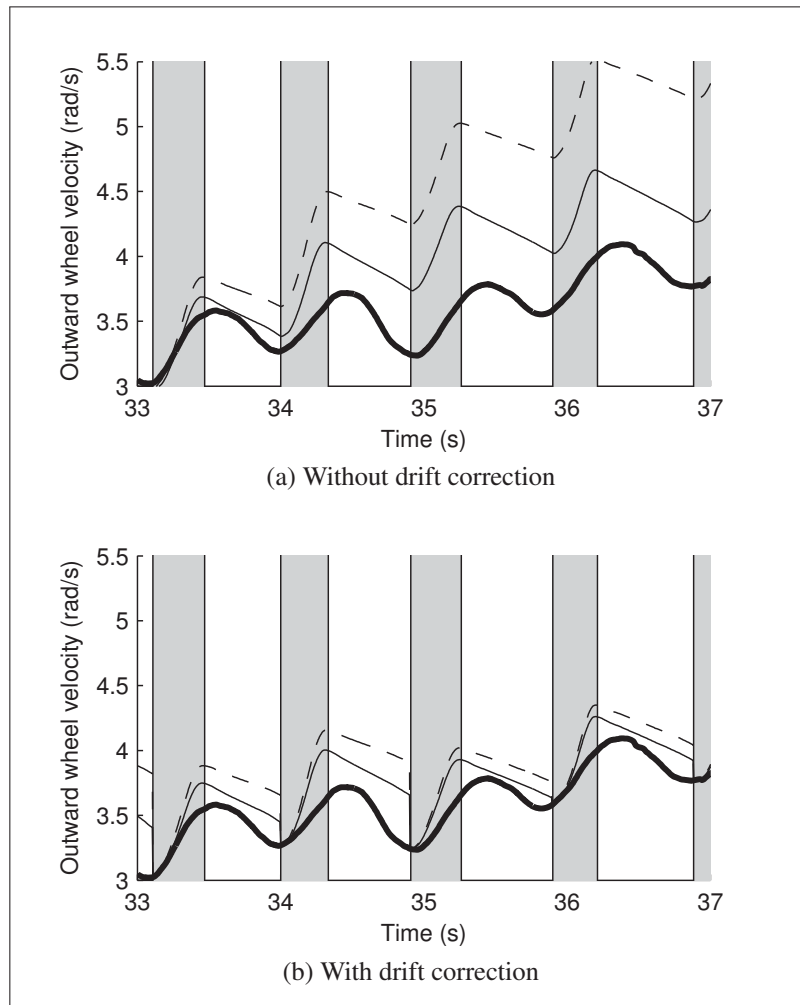


Figure 4.4 Example of the measured and estimated velocities of the outward wheel on a typical curvilinear continuous propulsion. Legend: - - : Estimated velocity, WSL model. — : Estimated velocity, WSC model. — : Measured velocity. Grey shades correspond to the push phases

- Left wheel on straight line propulsion
- Right wheel on straight line propulsion
- Outward wheel on curvilinear propulsion
- Inward wheel on curvilinear propulsion

For each test condition, the velocity estimation error $\varepsilon_{1\text{subject}}$ for one subject was obtained by averaging the RMS errors $\varepsilon_{1\text{cycle}}$ on 10 propulsion cycles, according to (4.15) and (4.16). Then, the velocity estimation error $\varepsilon_{\text{model}}$ of each dynamic model was calculated as the average error over the 10 subjects (4.17).

$$\varepsilon_{1\text{cycle}} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left\{ \left(\frac{\dot{\theta}_{i(\text{estimated})} - \dot{\theta}_{i(\text{measured})}}{\dot{\theta}_{i(\text{measured})}} \right)^2 \right\}} \times 100\% \quad (4.15)$$

where n is the number of samples in the propulsion cycle.

$$\varepsilon_{1\text{subject}} = \overline{\varepsilon_{1\text{cycle}}} \text{ over 10 propulsion cycles} \quad (4.16)$$

$$\varepsilon_{\text{model}} = \overline{\varepsilon_{1\text{subject}}} \text{ over 10 subjects} \quad (4.17)$$

$\varepsilon_{\text{model}}$ was compared between the WSL and WSC models for each test condition, and the statistical significance of the difference was tested by a paired t-test applied on the 10 values of $\varepsilon_{1\text{subject}}$.

4.5.3 Sensitivity analysis

To measure the individual influence of each parameter on the WSC model's $\varepsilon_{\text{model}}$, parameters m , I_{0y} and F_{roll} were varied individually on intervals of $\{-20\%, -10\%, 0\%, +10\%, +20\%\}$ from their estimated value.

4.6 Results

4.6.1 Parameter identification

Table 4.2 shows the parameters of the WSL model, which are the measured mass of the user and wheelchair and the estimated rolling resistance force. As the experiments were performed with the same wheelchair and floor, we expected the coefficient of friction μ to be similar for everyone. This was verified, with $\mu = F_{\text{roll(estimated)}} / (m_{\text{measured}} \cdot g) = (13.84 \pm 0.92) \times 10^{-3}$, where g is the gravitational acceleration (9.81 m/s^2).

Table 4.2 Parameters of the WSL model

Subj.	m (measured, kg)	F_{roll} (estimated, N)
1	97.0	13.37
2	109.5	16.84
3	91.2	12.42
4	85.4	10.24
5	102.5	13.99
6	86.9	12.28
7	90.3	12.28
8	79.2	9.90
9	109.6	14.77
10	99.4	13.57

Table 4.3 shows the parameters of the WSC model, which are the estimated mass of the user and wheelchair, the estimated vertical moment of inertia, and the estimated rolling resistance force for each subject. The mass estimation error was calculated for each subject over both datasets based on the measured mass, and showed an average of $4.18 \pm 8.61\%$. As for the WSL model, the mean coefficient of friction was calculated from the estimated values of F_{roll} over both datasets, and gave $\mu = F_{\text{roll(estimated)}} / (m_{\text{estimated}} \cdot g) = (14.41 \pm 1.50) \times 10^{-3}$. As expected, it was generally constant over all subjects. Moreover, we expected F_{roll} to be similar for both WSL and WSC models. Effectively, a comparison between both models' estimated F_{roll} based

Table 4.3 Estimated parameters of the WSC model

Subj.	Param	Data set 1			Data set 2		
		Value (SI)	Error (%)	R^2	Value (SI)	Error (%)	R^2
1	m (kg)	110.81	14.26	0.92	108.56	11.94	0.92
	I_{0y} (kg·m ²)	8.01	-		7.78	-	
	F_{roll} (N)	14.92	-		13.89	-	
2	m (kg)	114.78	4.84	0.90	119.65	9.29	0.91
	I_{0y} (kg·m ²)	9.73	-		7.44	-	
	F_{roll} (N)	18.62	-		18.96	-	
3	m (kg)	90.28	-0.99	0.88	91.37	0.21	0.89
	I_{0y} (kg·m ²)	8.25	-		6.84	-	
	F_{roll} (N)	14.72	-		13.70	-	
4	m (kg)	82.29	-3.61	0.88	75.75	-11.28	0.88
	I_{0y} (kg·m ²)	6.30	-		6.23	-	
	F_{roll} (N)	12.96	-		10.57	-	
5	m (kg)	98.49	-3.89	0.77	85.02	-17.04	0.79
	I_{0y} (kg·m ²)	5.86	-		4.21	-	
	F_{roll} (N)	12.04	-		10.60	-	
6	m (kg)	94.74	9.04	0.92	99.70	14.76	0.81
	I_{0y} (kg·m ²)	6.28	-		6.18	-	
	F_{roll} (N)	13.46	-		15.26	-	
7	m (kg)	94.61	4.79	0.93	95.17	5.42	0.93
	I_{0y} (kg·m ²)	6.82	-		6.07	-	
	F_{roll} (N)	11.43	-		12.20	-	
8	m (kg)	85.63	8.15	0.92	88.12	11.29	0.93
	I_{0y} (kg·m ²)	6.71	-		6.35	-	
	F_{roll} (N)	10.89	-		11.60	-	
9	m (kg)	106.46	-2.85	0.88	116.65	6.45	0.91
	I_{0y} (kg·m ²)	7.40	-		8.55	-	
	F_{roll} (N)	17.45	-		17.62	-	
10	m (kg)	109.93	10.61	0.93	111.49	12.19	0.93
	I_{0y} (kg·m ²)	7.93	-		7.97	-	
	F_{roll} (N)	14.60	-		15.28	-	

on dataset 1 showed a discrepancy of only 1.14 ± 1.50 N. The average estimated mass over both data sets was 99.0 ± 12.7 kg, whereas the average measured mass was 95.1 ± 10.3 kg. The average estimated moment of inertia over both data sets was 7.05 ± 1.21 kg·m².

The mean value for the coefficient of determination R^2 over both datasets was 0.892. This means that generally, 89% of the variance of the applied moments was well modeled, and only 11% was left as residuals. The test-retest for the WSC model's estimated parameters gave Pearson's correlation coefficients of 0.90, 0.67 and 0.89 for m , I_{0y} and F_{roll} respectively. As the minimal correlation coefficient for a 95% confidence with 10 samples is 0.6319 (Fisher *et al.*, 1990), we conclude that the proposed identification process is repeatable.

4.6.2 Velocity estimation

Table 4.4 shows the velocity estimation errors $\epsilon_{\text{subject}}$ and ϵ_{model} for the WSL and WSC models on the four test conditions. On straight line propulsion, the mean error for the WSC model was only 0.09% lower (left wheel) and 0.39% lower (right wheel) than for the WSL model. There was no statistically significant difference between both models.

However, on curvilinear paths, the outward wheel showed an error of 7.98% for the new WSC model, compared to 12.98% for the WSL model. The inward wheel showed an error of 10.76% for the WSC model, compared to 20.73% for the WSL model. Thus, the WSC model reduced the estimation error by half in comparison to the WSL model. The difference between both models was statistically highly significant ($p < 0.001$).

4.6.3 Sensitivity analysis

Fig. 4.5 illustrates the sensitivity of the WSC model to a variation of its parameters. For straight line propulsion, we observed that apart when the mass parameter m was largely underestimated (−20%), its variation had little influence on ϵ_{model} . Moreover, a variation of both other parameters had no significant effect on ϵ_{model} .

Table 4.4 Velocity estimation error $\epsilon_{1\text{subject}}$ on four test conditions of continuous propulsion (mean \pm SD, %)

Subject	Left wheel (straight line)		Right wheel (straight line)		Outward wheel (curvilinear)		Inward wheel (curvilinear)	
	WSL	WSC	WSL	WSC	WSL	WSC	WSL	WSC
1	5.3 \pm 2	4.5 \pm 1	5.6 \pm 2	4.8 \pm 1	11.6 \pm 5	7.3 \pm 3	15.7 \pm 12	8.2 \pm 6
2	7.2 \pm 1	7.7 \pm 1	5.8 \pm 1	6.2 \pm 2	15.0 \pm 5	6.1 \pm 2	27.3 \pm 6	12.6 \pm 4
3	5.2 \pm 1	5.1 \pm 1	6.7 \pm 2	6.0 \pm 2	11.3 \pm 4	5.6 \pm 2	17.2 \pm 11	7.8 \pm 4
4	5.9 \pm 1	7.0 \pm 2	7.0 \pm 4	7.4 \pm 3	11.7 \pm 6	8.0 \pm 4	14.5 \pm 8	9.0 \pm 4
5	5.1 \pm 2	5.5 \pm 2	5.6 \pm 2	5.4 \pm 1	10.6 \pm 5	10.0 \pm 5	18.0 \pm 11	11.3 \pm 5
6	5.1 \pm 1	5.4 \pm 1	4.5 \pm 2	4.2 \pm 2	8.1 \pm 6	5.0 \pm 2	18.9 \pm 15	10.5 \pm 8
7	4.5 \pm 1	4.2 \pm 1	4.4 \pm 1	4.0 \pm 1	14.3 \pm 6	10.1 \pm 4	30.8 \pm 19	18.1 \pm 11
8	8.5 \pm 7	5.1 \pm 3	9.3 \pm 6	6.6 \pm 3	13.3 \pm 5	8.8 \pm 3	11.8 \pm 8	5.8 \pm 4
9	8.8 \pm 3	10.0 \pm 3	7.1 \pm 3	7.6 \pm 3	16.2 \pm 6	9.6 \pm 3	26.0 \pm 12	15.5 \pm 6
10	4.8 \pm 1	5.1 \pm 1	4.7 \pm 2	4.5 \pm 1	17.6 \pm 2	9.2 \pm 2	27.0 \pm 17	8.8 \pm 6
ϵ_{model}	6.04	5.95*	6.06	5.67*	12.98	7.98 \dagger	20.73	10.76 \dagger
SD	1.58	1.77	1.49	1.31	2.86	1.87	6.48	3.77

* Difference is not significant ($p > 0.05$) \dagger Difference is significant ($p < 0.001$)

On curvilinear propulsion, an underestimation of the mass parameter m also increased ϵ_{model} for both wheels. The moment of inertia parameter I_{0y} was however the most sensitive parameter; moreover, for both wheels, a higher I_{0y} would have increased the accuracy of the simulation. Finally, a variation of the rolling resistance parameter F_{roll} had an opposite effect on ϵ_{model} for the outward wheel versus the inward wheel.

4.7 Discussion

4.7.1 Parameter identification

The coefficient of determination R^2 showed that the WSC model fitted well to the propulsion data. Moreover, for a majority of subjects, the estimated mass was close to the real one. For the WSC model's rolling resistance parameter, the coefficients of friction were similar for every subjects, independently of their weight. This was expected as every subjects used the same

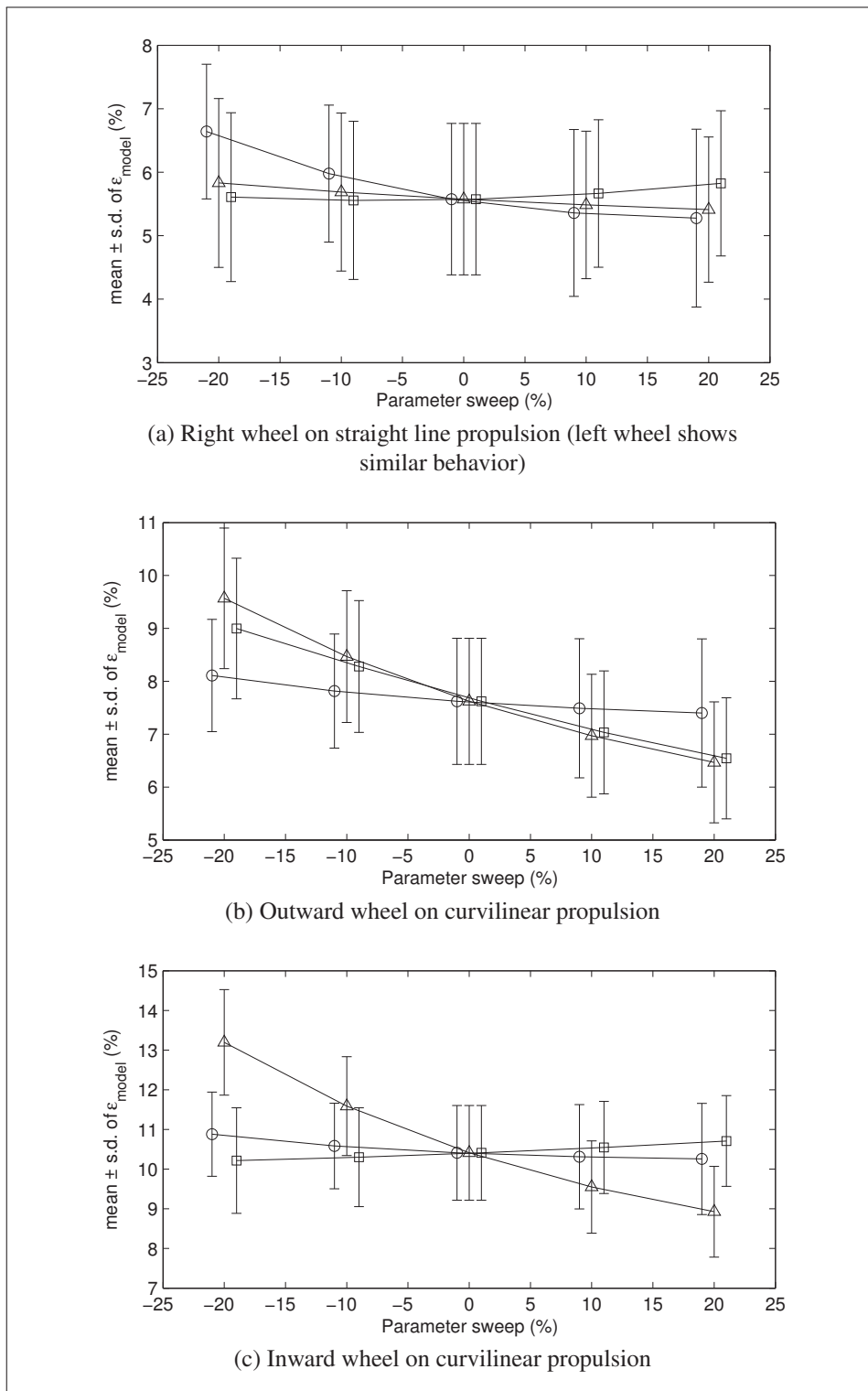


Figure 4.5 Sensitivity of the WSC model to a variation of its parameters: $m = \circ$, $I_{0y} = \triangle$, $F_{\text{roll}} = \square$. The curves are translated on the x-axis on a ± 1 interval for clarity

wheelchair on the same floor. Moreover, for every subjects, the estimated parameter F_{roll} was similar between the widely used deceleration test (DiGiovine *et al.*, 1997) for the WSL model and the identification process for the WSC model. Hoffman *et al.* (2003) found the coefficients of friction to vary between 1.3×10^{-3} and 15.0×10^{-3} on floors from linoleum to carpet. The average coefficient of friction found in our study was 14×10^{-3} , which falls into this range.

The accuracy of the estimated moment of inertia was difficult to evaluate because no reference value was available. Nevertheless, Eicholtz (2010) quantified a Quickie GT (Sunrise Medical, LCC) manual wheelchair's moment of inertia to be $1.213 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Moreover, Griffiths *et al.* (2005) measured a $3.61 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ moment of inertia for a seated human. Based on the parallel axis (Huygens-Steiner) theorem, the total vertical moment of inertia should be greater than the sum of the wheelchair's and user's vertical moments of inertia. Thus, the total moment of inertia should be greater than $4.8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Our results gave a mean of $7.05 \pm 1.21 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, which was effectively greater but in the same order of magnitude. We however remind that the wheelchair's and subjects' moments of inertia measured by Eicholtz (2010) and Griffiths *et al.* (2005) were different from our study.

Finally, the test-retest resulted in an excellent estimation repeatability for m and F_{roll} . For I_{0y} , the correlation coefficient value of 0.67 was over the 95% significance threshold of 0.6319 (Fisher *et al.*, 1990), but it was clearly lower than for m and F_{roll} , which correlation coefficients values were respectively 0.90 and 0.89. Thus, it seems that the estimation of the moment of inertia is not as repeatable as for both other parameters. This may be due to the flexion of the upper-body and the arms movements during the push phase, which modifies slightly the system's moment of inertia between the start and the end of the push.

4.7.2 Velocity estimation

The velocity estimation results revealed that there was no difference in accuracy between the WSL and WSC models on straight line propulsion, which could be explained by evaluating (4.4) on this particular condition. As the wheelchair is moving in a straight line, the caster

wheels are oriented backward: $\alpha_1 = \alpha_2 = 0^\circ$. Moreover, both caster wheels' angular velocity signs are equal to the sign of the wheelchair's linear velocity: $\text{sign}(\dot{\theta}_{C1}) = \text{sign}(\dot{\theta}_{C2}) = \text{sign}(\dot{x})$. Thus, (4.4) resolves to (4.1), which is the WSL's dynamic equation. Therefore, both dynamic models are equivalent for straight line propulsion.

On curvilinear propulsion, however, the WSC model is always more accurate than the WSL model. To compare both models quantitatively, we decided to reset the velocity estimation error at each contact with the hand and the handrim, as seen in Fig. 4.4b. Nevertheless, we observe in Fig. 4.4a that the drift of estimated velocity is more important for the WSL model than for the WSC model; this was always observed on curvilinear propulsion. As this drift is due to the integration of modeling errors, we conclude that even without drift correction, the WSC model is still more accurate than the WSL model on curvilinear propulsion.

On both straight and curvilinear continuous propulsion, we observed that the wheelchair accelerated not only during the push phase, but also during the beginning of the recovery phase while no force was applied on the wheels. This phenomenon is observable in Fig. 4.4, where the real wheel's velocity still increases just after the push phases. We believe this acceleration of the wheelchair is mainly due to the fore-and-aft movement of the user's upper body: just after the push phase, the trunk begins to extend and the movement of the arms change direction, which creates a forward acceleration of the wheelchair. This phenomenon, which was also reported previously (Sauret *et al.*, 2008), is not taken into account by the WSL model, nor by the WSC model.

Reversely, the same phenomenon generates a deceleration of the wheelchair in the beginning of the push phase. This could explain why on the push phase, the slope of the real wheelchair's velocity is always lower than the slope of the estimated velocity. To take the fore-and-aft movement of the subject into account, a model of the user motion should be included. Asahara et Yamamoto (2007) built such a model from anthropometric data, which resulted in interesting insights on the displacement of the wheelchair-user system's centre of mass during propulsion. More study will however be necessary to develop a model which includes the user motion and for which the parameters are still systematically identifiable.

4.7.3 Sensitivity analysis

Sensitivity analysis results showed that a variation of the estimated mass had little influence on the WSC model's accuracy. As the subjects applied only the necessary moments to maintain a constant speed, the wheelchair's accelerations were small, which could explain the low influence of the mass. We therefore expect a variation of the mass parameter to have a much higher impact on the model's accuracy when performing start-up maneuvers, as the wheels' accelerations are strongly related to the mass parameter.

As expected for straight line propulsion, a variation of the moment of inertia had no influence on the WSC model's accuracy. However, it seems that for curvilinear propulsion, a higher value for I_{0y} would give more accurate results. This suggests that I_{0y} might be slightly underestimated. Nevertheless, the estimated values of I_{0y} gave satisfactory results in estimating the rear wheels' velocities, without having to use a rotating pendulum or special instrumentation to obtain I_{0y} directly. This makes the parameter identification process much more straightforward, which is an important feature of the proposed dynamic model.

4.8 Conclusion

We presented a new dynamic model of the wheelchair-user system propelled on straight and curvilinear level-ground paths, along with an identification method that estimates its three dynamic parameters, which are the mass, moment of inertia and rolling resistance. Based on the recorded moments applied on the wheels by ten users performing straight and curvilinear continuous propulsion, we compared the estimated rear wheels' velocities from both WSL and WSC models to measured ones. For straight paths, the WSL and WSC models are equivalent. However, for curvilinear paths, the outward wheel shown an error of 7.98% for the new WSC model, compared to 12.98% for the WSL model; the inward wheel shown an error of 10.76% for the WSC model, compared to 20.73% for the WSL model. The WSC model is aimed to be implemented on a new class of wheelchair ergometers. Such a new ergometer is

expected to reproduce a more accurate wheelchair behavior when simulating the propulsion in tight environments, where it is impossible to wheel only in a straight line.

CHAPITRE 5

ARTICLE 3 : A NEW WHEELCHAIR ERGOMETER DESIGNED AS AN ADMITTANCE-CONTROLLED HAPTIC ROBOT

Aux chapitres 3 et 4, un modèle dynamique du fauteuil roulant a été présenté. L'objectif de ce modèle était de décrire le comportement d'un fauteuil roulant propulsé sur le sol, pour ensuite programmer ce modèle dans l'ergomètre proposé dans cette thèse. Ainsi, l'ergomètre reproduirait fidèlement la propulsion d'un fauteuil sur le sol. Ce chapitre montre maintenant la mise en oeuvre d'un tel ergomètre, qui, à l'aide de moteurs asservis, reproduit le modèle dynamique décrit précédemment. Les aspects de biofeedback haptique n'y sont pas encore traités ; ceux-ci seront présentés au chapitre 6.

Une boucle de commande de haut niveau est utilisée pour asservir l'admittance ressentie par l'utilisateur, ce qui permet la simulation haptique du modèle dynamique du fauteuil roulant. À l'intérieur de cette boucle de commande, une boucle d'asservissement des moteurs est réalisée par deux compensateurs de vitesse de type PI (proportionnel-intégral). La réponse en fréquence des moteurs asservis a été mesurée expérimentalement en boucle fermée, et possède une fréquence de coupure de 5 Hz à -3 dB. Selon Cooper *et al.* (2002), cette plage est suffisante pour couvrir pratiquement toute la bande passante de la propulsion d'un fauteuil roulant.

Les compensateurs asservissent la vitesse des roues arrière avec une erreur RMS de moins de 0.9% lors de la propulsion sur l'ergomètre, ce qui signifie que la principale cause d'erreur au niveau du réalisme de la propulsion se situe dans la précision du modèle dynamique (6% à 11% d'erreur selon le parcours), et non dans la reproduction de ce modèle par l'ergomètre.

Les conditions de stabilité de l'ergomètre ont aussi été évaluées expérimentalement. L'ergomètre reste stable tant et aussi longtemps que les paramètres du système fauteuil-utilisateur simulé dépassent une masse de 18 kg et un moment d'inertie de 1 kg·m². Ces conditions sont rencontrées par n'importe quelle combinaison d'utilisateur et de fauteuil roulant, ce qui assure la stabilité de l'ergomètre pour toute condition de simulation.

La description et la validation de cet ergomètre font l'objet d'un article qui a été soumis à la revue *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, et qui est présentement en processus de révision (Chénier *et al.*, 2011d). Cet article constitue le contenu du présent chapitre.

Les spécifications techniques de l'ergomètre, incluant la description matérielle et logicielle ainsi que les procédures de mise en route, de test et de débogage, sont détaillées dans un rapport interne (Chénier, 2011b). Il existe aussi un manuel d'utilisation illustré de l'ergomètre (Chénier, 2011a).

5.1 Abstract

Wheelchair ergometers aim to simulate the propulsion of a wheelchair in a controlled laboratory setup. One drawback of current ergometers is that the simulated wheelchair is always modelled as a simple unidimensional mass and friction, which do not allow a correct simulation of turning maneuvers. In this article, we present a new design for a wheelchair ergometer based on haptic robotics. This ergometer allows to simulate any linear or non-linear model of the wheelchair-user system in real-time, including models that implement turning maneuvers.

The presented prototype was validated experimentally. The rear wheels of the ergometer match the rear wheels' velocities of the simulated wheelchair with a root-mean-square (RMS) error of 0.9%. Therefore, the ergometer's accuracy is mainly bounded by the accuracy of the wheelchair-user model, which means that future improvements of the wheelchair-user model will be directly reflected by the ergometer. The conditions for stability were also evaluated. A minimal simulated mass of 18 kg and a minimal simulated moment of inertia of 1 kg·m² are needed. These requirements are encountered by any wheelchair-user combination.

Keywords: Haptic interfaces, Real time systems, Handicapped aids, Wheelchairs, Ergometers, Simulators, Force feedback, Stability

5.2 Introduction

Wheelchair propulsion is a tedious activity that presents a high risk of long-term injuries and pain to the upper body (Subbarao *et al.*, 1995). To understand and reduce the impact of this activity on the upper body, biomechanical analysis of wheelchair propulsion was performed extensively during the last decade, mainly on straight line, either on level-ground, ramps or cross-slopes (van der Woude *et al.*, 2001; Cooper *et al.*, 2011). This being said, turning is a significantly different task than propelling in straight line. For example, to perform a left turn, the left hand stops propelling and slows down the left wheel, while the right hand compensates with higher propulsion forces (Lam, 2002). Currently, little is known on the biomechanics of turning maneuvers, despite their recurrent use in tight spaces. This may be related to the limited availability of appropriate evaluation tools. As a matter of fact, stationary wheelchair ergometers such as treadmills or rollers allow to simulate the propulsion conditions with a better reproducibility than on the ground while requiring less space, and thus are extensively used in the study of wheelchair propulsion (Koontz *et al.*, 2007; van der Woude *et al.*, 2001; Cooper *et al.*, 2011). Treadmills have the advantage of reproducing accurate propulsion conditions on different ramps and cross-slopes, whereas roller ergometers are more suitable to user-selected speeds and may simulate different rolling resistances (van der Woude *et al.*, 2001; Martin *et al.*, 2002). Turning maneuvers are however impossible on treadmills. Moreover, whereas current roller ergometers simulate the total wheelchair-user's mass by inertial rollers and the rolling resistance by breaks (Devillard *et al.*, 2001; Langbein *et al.*, 1993; Yao, 2007; DiGiovine *et al.*, 2001; Harrison *et al.*, 2004; Faupin *et al.*, 2008; Fitzgerald *et al.*, 2006; Niesing *et al.*, 1990; Sasaki *et al.*, 2008), the wheelchair-user system's moment of inertia and the orientation of the caster wheels are not taken into account, despite their important contribution on the behaviour on a real wheelchair (Chénier *et al.*, 2011b,c). Consequently, no stationary ergometer can currently reproduce the wheelchair propulsion on curvilinear paths.

Recently, a new model of the wheelchair-user system propelled on straight and curvilinear paths was presented and validated (Chénier *et al.*, 2011b,c). This model is a non-linear esti-

mator of the wheels' velocities as a function of the moments applied on the rear wheels by the user. Due to its non-linear nature, it would be difficult to implement this dynamic model on an ergometer using only mechanical parts. However, haptic robots allow to generate large ranges of force-velocity interactions at the robot-user interface (Abdossalami et Sirouspour, 2008). Thus, a wheelchair ergometer could be designed as a haptic robot for which the robot-user interface is the wheelchair's hand rims.

In this article, we present a new wheelchair ergometer designed as an admittance-controlled haptic robot, which reproduces the wheelchair-user model described in (Chénier *et al.*, 2011b,c) in real time, thus enabling straight and curvilinear propulsion. The first fold of this article is a description of the prototype, including details of the virtual environment and of the haptic interface. The second fold is a validation of the prototype, based on its frequency response, on an analysis of stability, and on a measure of the resultant forces at the hand rims for a user performing continuous propulsion with one and two hands.

5.3 Description of the prototype

5.3.1 Overview

A picture of the prototype is shown in Fig. 5.1. The user's wheelchair is placed on two independent motorized rollers. Contrarily to other ergometers (Devillard *et al.*, 2001; Langbein *et al.*, 1993; Yao, 2007; DiGiovine *et al.*, 2001; Harrison *et al.*, 2004), the rollers are empty so that their moment of inertia is voluntarily minimal. For example, the combined moment of inertia of the motors, rollers and wheels is of $0.15 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, compared to $3.5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ for the wheelchair ergometer of University of Pittsburg (DiGiovine *et al.*, 2001). The inertial effect of the wheelchair during propulsion is instead simulated, and is provided by the motors.

The rollers are driven by two D063M direct drive motors (Kollmorgen). As direct drive motors provide high torques at low velocities, their action can be applied directly to the rollers without a timing belt or additional gearing. The motors generate up to 390 N at the roller-wheel

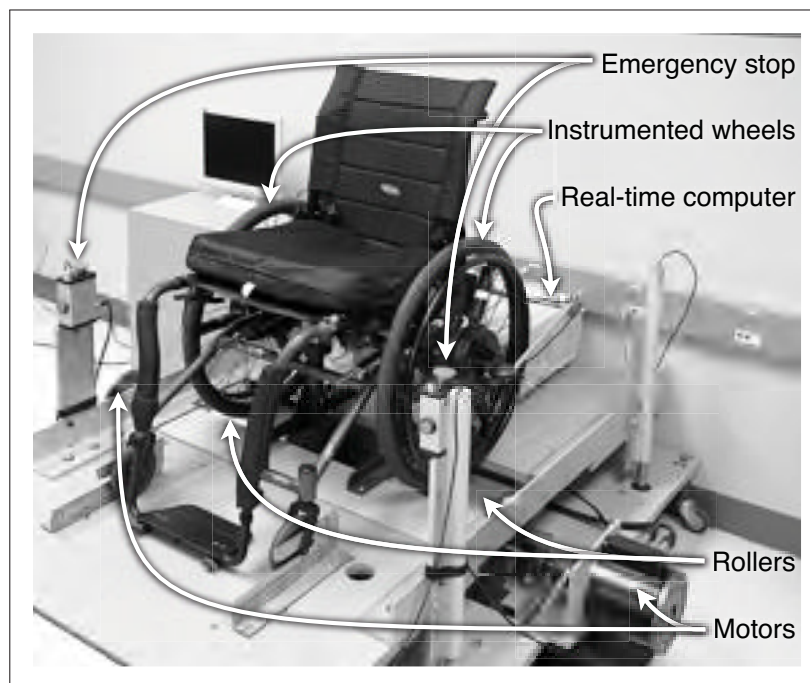


Figure 5.1 Picture of the prototype

interfaces, which is thrice the maximal force generated by experienced users on an Americans with Disabilities Act (ADA) standardized ramp of 5° (Cowan *et al.*, 2008). They are therefore strong enough to generate any realistic force feedback to the user. The motors are driven by two AKD-B00606 120 V 1-phase drives (Kollmorgen), and are current-commanded by a current loop integrated in the drives. The rollers' angular position is measured by sin/cos encoders with a high resolution of 262144 ticks per motor revolution. As a force sensor, the rear wheels of the user's wheelchair are substituted by two Infrared SmartWheels (Three Rivers Holdings, LCC) that measure in real time the forces and moments applied by the user on the rear wheels.

Two computers are used in parallel. A first computer runs the real-time operating system xPC Target (The MathWorks, Inc.) at a sampling frequency of 2 kHz. This computer implements the control loops and the virtual environment. It is connected to the instrumented wheels by two RS232 serial ports, and to the motor drives by a NI PCI-6221 DAQ card (National Instruments Corp.). A second computer running Windows (Microsoft Corp.) acts as the interface between the ergometer and the operator. It controls the operation of the ergometer and logs selected data. Both computers communicate by a TCP-IP link.

5.3.2 Haptic control

There are two main strategies in haptic control: impedance and admittance control. The first is most popular because force sensors are not necessary: the motors generate feedback moments as a reaction to displacements of the wheels. This strategy is well suited to simulate low-inertia objects with a highly back-drivable interface, which means the wheels must be easy to move when no feedback moments are applied (Abdossalami et Sirouspour, 2008; Peer et Buss, 2008). A wheelchair-user system has however a high inertia. Moreover, Harrison et al. (Harrison *et al.*, 2004) found that to fulfil the high back-drivability requirement, frequent realignments of the motors, rollers, clutches and brakes were needed. Our prototype does not contain clutches or brakes, but the motors and rollers still need to be well aligned to reduce the friction. We found that a more adapted solution was to use an admittance control, which is more suited to the simulation of high-inertia objects with hardly back-drivable interfaces (Abdossalami et Sirouspour, 2008; Peer et Buss, 2008). For this control strategy, the motors adjust their velocity as a reaction to the moments applied on the wheels. Figure 5.2 shows a top-level schematic of the admittance control used by the proposed wheelchair ergometer. It is composed of two main parts: the virtual environment (VE) and the haptic interface. Both parts will be described in the next sections.

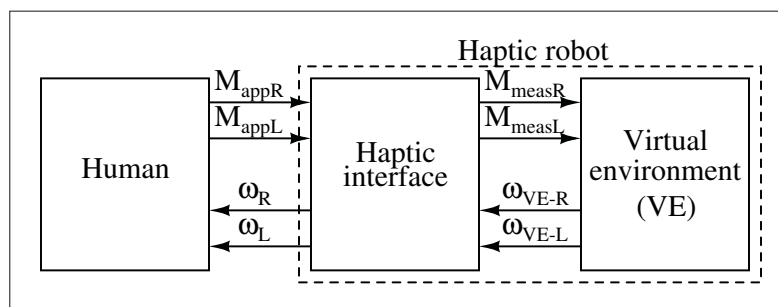


Figure 5.2 Toplevel schematic of the admittance control

5.3.3 Virtual environment

The VE implements the behaviour of a virtual object in its environment. In our case, the virtual object is a user-propelled manual wheelchair and the environment is a level-ground floor. More precisely, the VE outputs the virtual rear wheels' velocities ($\omega_{VE-R}, \omega_{VE-L}$) that correspond to the applied moments (M_{measR}, M_{measL}). This is also the function of the dynamic model of the wheelchair-user system presented in (Chénier *et al.*, 2011b,c). This model, for which a free-body diagram is given in Fig. 5.3, was validated with 10 subjects and was found to be twice as accurate as the model of a standard independent-rollers ergometer for the continuous propulsion of a wheelchair on curvilinear paths. Therefore, it will be used as the ergometer's VE.

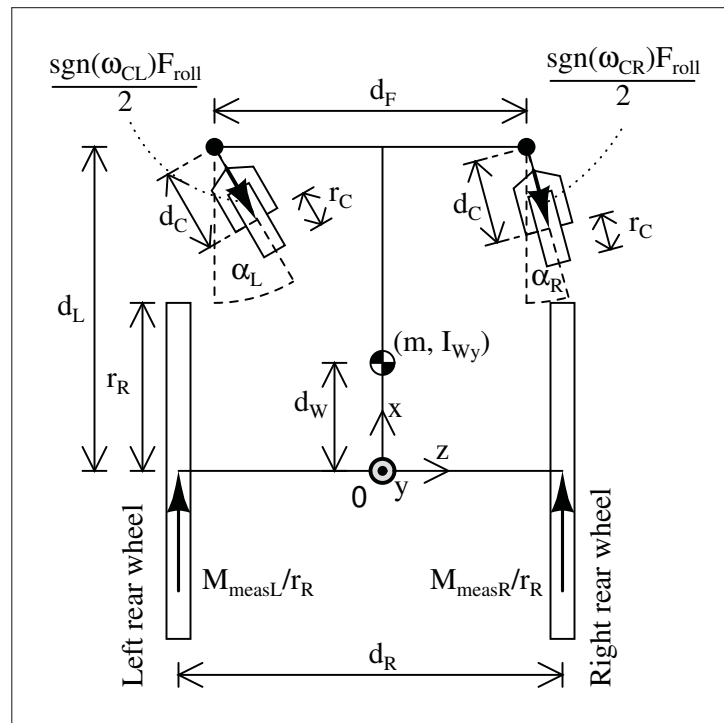


Figure 5.3 Free-body diagram of the wheelchair-user model (top view)

Rearranging the model's motion equations from (Chénier *et al.*, 2011b,c), the virtual rear wheels' accelerations $\dot{\omega}_{VE} = [\dot{\omega}_{VE-R} \ \dot{\omega}_{VE-L}]^T$ are expressed as a function of the moments mea-

sured by the instrumented wheels $\tau_{\text{meas}} = [M_{\text{measR}} \ M_{\text{measL}}]^T$:

$$\dot{\omega}_{\text{VE}} = \mathbf{M}^{-1} (\tau_{\text{meas}} + r_{\text{R}} \mathbf{J}_{\text{F}}^T \mathbf{f}) \quad (5.1)$$

where:

$$\mathbf{f} = \frac{-F_{\text{roll}}}{2} \begin{bmatrix} \text{sgn}(\omega_{\text{CR}}) \\ \text{sgn}(\omega_{\text{CL}}) \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

$$\mathbf{M}^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{1}{mr_{\text{R}}^2} + \frac{d_{\text{R}}^2}{4I_{0y}r_{\text{R}}^2} & \frac{1}{mr_{\text{R}}^2} - \frac{d_{\text{R}}^2}{4I_{0y}r_{\text{R}}^2} \\ \frac{1}{mr_{\text{R}}^2} - \frac{d_{\text{R}}^2}{4I_{0y}r_{\text{R}}^2} & \frac{1}{mr_{\text{R}}^2} + \frac{d_{\text{R}}^2}{4I_{0y}r_{\text{R}}^2} \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

$$\mathbf{J}_{\text{F}} = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{\text{F1}} & \mathbf{J}_{\text{F2}} \end{bmatrix} \quad (5.4)$$

$$\mathbf{J}_{\text{F1}} = \frac{1}{2d_{\text{R}}} \begin{bmatrix} (d_{\text{R}} + d_{\text{F}}) \cos(\alpha_{\text{R}}) + 2d_{\text{L}} \sin(\alpha_{\text{R}}) \\ (d_{\text{R}} - d_{\text{F}}) \cos(\alpha_{\text{L}}) + 2d_{\text{L}} \sin(\alpha_{\text{L}}) \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

$$\mathbf{J}_{\text{F2}} = \frac{1}{2d_{\text{R}}} \begin{bmatrix} (d_{\text{R}} - d_{\text{F}}) \cos(\alpha_{\text{R}}) - 2d_{\text{L}} \sin(\alpha_{\text{R}}) \\ (d_{\text{R}} + d_{\text{F}}) \cos(\alpha_{\text{L}}) - 2d_{\text{L}} \sin(\alpha_{\text{L}}) \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

- $r_{\text{R}}, r_{\text{C}}, d_{\text{R}}, d_{\text{L}}, d_{\text{F}}, d_{\text{C}}, d_{\text{W}}$ are geometrical constants according to Fig. 5.3 (m);
- m is the total mass of the simulated wheelchair-user system (kg);
- I_{0y} is the equivalent vertical moment of inertia of the simulated wheelchair-user system around reference frame O ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$), which combines the mass m and the moment of inertia I_{Wy} around the centre of mass: $I_{0y} = I_{\text{Wy}} + d_{\text{W}}^2 m = \text{constant}$;
- F_{roll} is the rolling resistance (N);
- ω_{CR} and ω_{CL} are the wheeling velocities of the right and left caster wheels (rad/s), and can be expressed as a function of the rear wheels velocities: $[\omega_{\text{CR}} \ \omega_{\text{CL}}]^T = (r_{\text{R}}/r_{\text{C}}) \mathbf{J}_{\text{F}} \omega_{\text{VE}}$;
- α_{R} and α_{L} are the orientation of the right and left caster wheels (rad), computed from the kinematic model of the wheelchair (Chénier *et al.*, 2011a):

$$\dot{\alpha}_i = \frac{r_R(\omega_{VE-R} - \omega_{VE-L})}{d_C d_R} \left(d_L \cos \alpha_i \mp \frac{d_F \sin \alpha_i}{2} - d_C \right) - \frac{r_R(\omega_{VE-R} + \omega_{VE-L})}{2d_C} \sin \alpha_i, \quad i \in \{R, L\} \quad (5.7)$$

5.3.4 Haptic interface

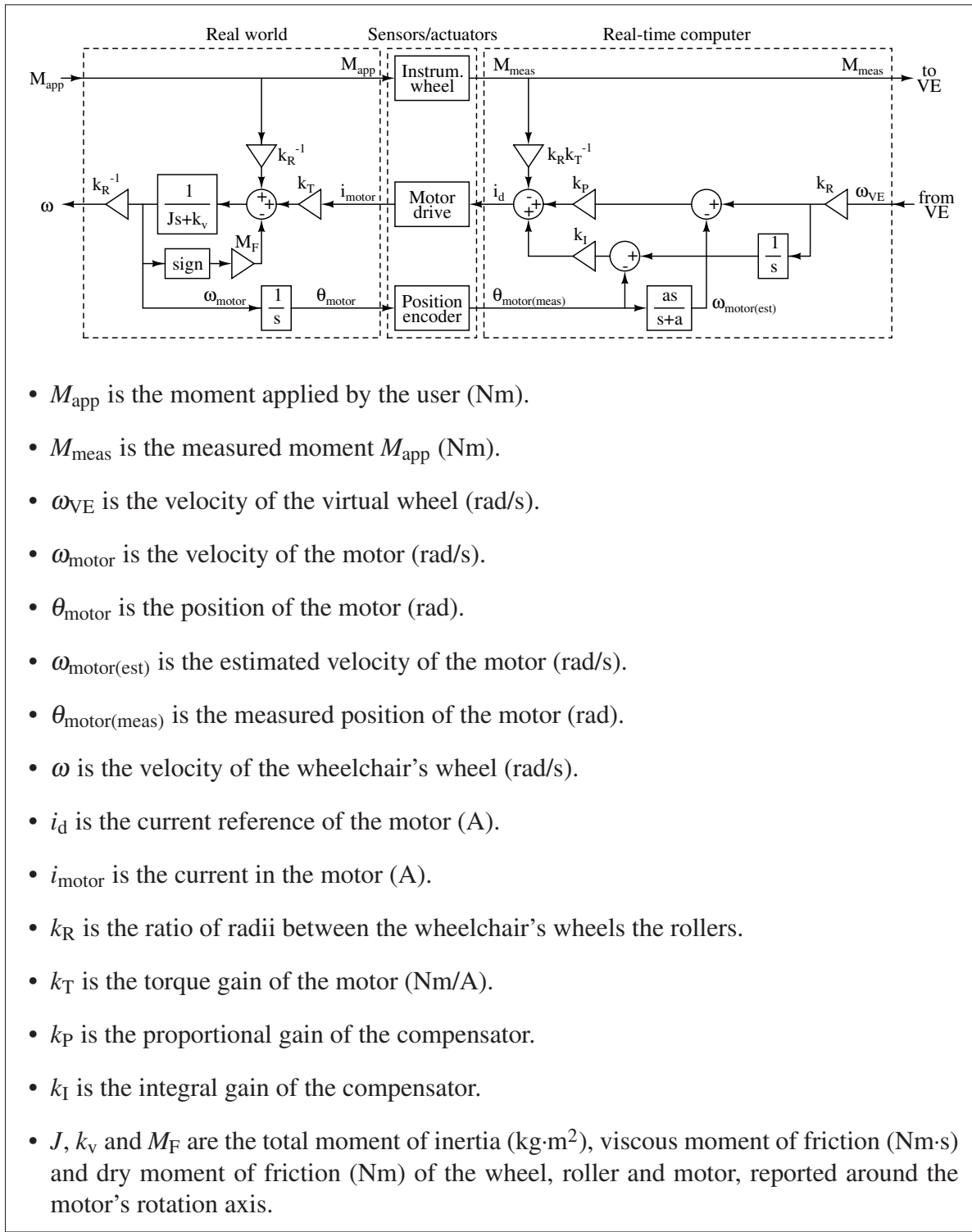
The haptic interface is the link between the user and the VE. Its role is to match the measured moments (M_{measR}, M_{measL}) to the applied moments (M_{appR}, M_{appL}), and the real wheels' velocities (ω_R, ω_L) to the virtual wheels' velocities ($\omega_{VE-R}, \omega_{VE-L}$). Fig. 5.4 shows a block schematic of the proposed haptic interface for one wheel; the interface is duplicated for the other wheel. The *Real world* part models the real velocity ω of the wheel as a response to the motor's current i_{motor} and to the perturbation M_{app} applied by the user. The *Real-time computer* part is mainly a velocity compensator. A proportional-integral (PI) compensator is used to eliminate the steady state error.

As the roller has a low moment of inertia, the external perturbation M_{app} has a high impact on its acceleration. However, this external perturbation is measured, thus the direct application of an inverse torque through the gain $k_R k_T^{-1}$ counterbalances this perturbation. By doing so, the compensator can be set slower, therefore its gains can be lowered.

The motor's velocity ω_{motor} is compared to the reference velocity ω_d . However, only the motor's angle θ_{motor} is available through the position encoder. Therefore, ω_{motor} is estimated based on a derivative low-pass filtering of the measured motor's position, using the first order filter $as/(s+a)$. Values for the time constant a of this velocity filter and for the compensator's gains k_P and k_I are given later in section 5.4.

5.3.5 Stability

On admittance-controlled haptic interfaces, instabilities may happen when rendering a low inertia (Peer et Buss, 2008; Abdossalami et Sirouspour, 2008). Fortunately, a typical wheelchair-



- M_{app} is the moment applied by the user (Nm).
- M_{meas} is the measured moment M_{app} (Nm).
- ω_{VE} is the velocity of the virtual wheel (rad/s).
- ω_{motor} is the velocity of the motor (rad/s).
- θ_{motor} is the position of the motor (rad).
- $\omega_{motor(est)}$ is the estimated velocity of the motor (rad/s).
- $\theta_{motor(meas)}$ is the measured position of the motor (rad).
- ω is the velocity of the wheelchair's wheel (rad/s).
- i_d is the current reference of the motor (A).
- i_{motor} is the current in the motor (A).
- k_R is the ratio of radii between the wheelchair's wheels the rollers.
- k_T is the torque gain of the motor (Nm/A).
- k_p is the proportional gain of the compensator.
- k_i is the integral gain of the compensator.
- J , k_v and M_F are the total moment of inertia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$), viscous moment of friction (Nm·s) and dry moment of friction (Nm) of the wheel, roller and motor, reported around the motor's rotation axis.

Figure 5.4 Block schematic of the haptic interface for one wheel

user system has a total mass of about 100 kg, which is far from being a low inertia. The ergometer is thus unlikely to be unstable. Notwithstanding this, because of its important impact on the users' safety, the stability of the ergometer needs to be addressed.

Assuming a passive human (Adams et Hannaford, 2002), the stability of a system such as Fig. 5.2 is demonstrated by showing the passivity of the *Haptic robot* block (Slotine *et al.*, 1991). Usually, the VE is considered non-passive to take account of the discontinuities introduced by the computer processing. Consequently, the haptic interface ensures the haptic robot's passivity by implementing a virtual coupling (Adams et Hannaford, 2002) or a passivity observer and controller (PO/PC) (Ye *et al.*, 2011; Ryu *et al.*, 2005). However, the main drawback with virtual couplings and PO/PCs is that they could interfere in the user's perception of the VE (Abdossalami et Sirouspour, 2008).

In our case, the haptic robot does not need to be fast. As a matter of fact, at least 99% of the hand kinematics is comprised in the 0-5 Hz band when propelling a wheelchair (Cooper *et al.*, 2002). The computer processing is therefore largely fast enough to be approximated by a continuous process, simplifying the passivity analysis of the VE. Thus, if the VE is indeed passive, the whole system of Fig. 5.2 will be necessarily passive, assuming a transparent haptic interface (its outputs must match its inputs perfectly). We will now show the passivity of the VE and the transparency of the haptic interface.

5.3.5.1 Passivity of the virtual environment

We show the VE passivity using the energy-based Lyapunov function of the VE (Slotine *et al.*, 1991). In other words, we will show that:

$$\frac{dE(t)}{dt} \leq P_{\text{input}} \quad (5.8)$$

where $dE(t)/dt$ is the rate of “energy” variation in the VE and P_{input} is the power generated by the user. Developing (5.8) yields:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} \boldsymbol{\omega}_{\text{VE}}^T \mathbf{M} \boldsymbol{\omega}_{\text{VE}} \right] = \boldsymbol{\omega}_{\text{VE}}^T \mathbf{M} \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\text{VE}} \leq \boldsymbol{\omega}_{\text{VE}}^T \boldsymbol{\tau}_{\text{meas}} \quad (5.9)$$

Replacing $\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\text{VE}}$ from (5.1):

$$\boldsymbol{\omega}_{\text{VE}}^T \boldsymbol{\tau}_{\text{meas}} + r_{\text{R}} (\boldsymbol{\omega}_{\text{VE}}^T \mathbf{J}_{\text{F}}^T \mathbf{f}) \leq \boldsymbol{\omega}_{\text{VE}}^T \boldsymbol{\tau}_{\text{meas}} \quad (5.10)$$

This inequality resolves to:

$$(\mathbf{J}_{\text{F}} \boldsymbol{\omega}_{\text{VE}})^T \mathbf{f} \leq 0 \quad (5.11)$$

The rear wheels velocities $\boldsymbol{\omega}_{\text{VE}}$ can be expressed as a function of the caster wheels velocities $\boldsymbol{\omega}_{\text{C}} = [\boldsymbol{\omega}_{\text{CR}} \ \boldsymbol{\omega}_{\text{CL}}]^T$ by:

$$\boldsymbol{\omega}_{\text{VE}} = (r_{\text{C}}/r_{\text{R}}) (\mathbf{J}_{\text{F}}^{-1} \boldsymbol{\omega}_{\text{C}}) \quad (5.12)$$

Combining (5.11) and (5.12):

$$(r_{\text{C}}/r_{\text{R}}) (\mathbf{J}_{\text{F}} \mathbf{J}_{\text{F}}^{-1} \boldsymbol{\omega}_{\text{C}})^T \mathbf{f} \leq 0 \quad (5.13)$$

The ratio of wheels’ radii ($r_{\text{C}}/r_{\text{R}}$) is positive, which reduces the passivity condition to:

$$\boldsymbol{\omega}_{\text{C}}^T \mathbf{f} \leq 0 \quad (5.14)$$

Developing $\boldsymbol{\omega}_{\text{C}}^T \mathbf{f}$ yields:

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{\omega}_{\text{CR}} & \boldsymbol{\omega}_{\text{CL}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\frac{F_{\text{roll}}}{2} \text{sgn}(\boldsymbol{\omega}_{\text{CR}}) \\ -\frac{F_{\text{roll}}}{2} \text{sgn}(\boldsymbol{\omega}_{\text{CL}}) \end{bmatrix} = -\frac{F_{\text{roll}}}{2} (|\boldsymbol{\omega}_{\text{CR}}| + |\boldsymbol{\omega}_{\text{CL}}|) \quad (5.15)$$

which is indeed never positive, as F_{roll} is a positive real parameter of the VE. This confirms the passivity of the VE.

5.3.5.2 Transparency of the haptic interface

Minimal requirements for the transparency of the haptic interface of Fig. 5.4 are a low velocity error and a bandwidth that matches at least the bandwidth of wheelchair propulsion of 5 Hz. These minimal requirements will be verified experimentally. That being said, they may not be sufficient to ensure a perfect transparency at all times. Thus, as a safety feature, we implemented a real-time power observer that computes the instant power on both sides of the haptic interface, namely the user power ($P_{\text{user}} = \omega M_{\text{app}} \approx k_{\text{R}}^{-1} \omega_{\text{motor(est)}} M_{\text{meas}}$) and the VE power ($P_{\text{VE}} = \omega_{\text{VE}} M_{\text{meas}}$). If P_{user} is negative and significantly lower than P_{VE} , then the user is receiving unexpected power. In that case, the ergometer is stopped instantly. We defined the threshold for unexpected received power to 3 W, which is 5% of the average power normally applied on continuous propulsion by wheelchair users (Cowan *et al.*, 2008).

It is also worth noting that the minimal bandwidth of 5 Hz is valid only if the rendered inertial parameters m and I_{0y} are representative of the propulsion of a wheelchair. With lower inertial values, the user may generate accelerations that may not be followed by the compensators (Peer et Buss, 2008). Minimal values for m and I_{0y} will also be found experimentally.

5.4 Experimental method

The VE was previously validated for the continuous propulsion on straight and curvilinear patterns. The velocity of the rear wheels are estimated with a root-mean-square (RMS) error of 6% on straight line, and 8% to 11% on curvilinear patterns (Chénier *et al.*, 2011b,c).

Therefore, the validation of the proposed ergometer is based on the reproduction of this VE at the user-wheels interface. To this effect, the transparency of the haptic interface was ex-

perimentally verified, first by measuring the compensators' bandwidth and accuracy, then by measuring the minimal allowed VE parameters. Finally, a user propelled on the ergometer in different wheeling conditions while the resultant forces at the hand rims were measured. These forces were compared with the literature.

Parameters a , k_P and k_I of the compensators were chosen experimentally. For the velocity filters, a low value of a rejects most quantization noise from $\theta_{\text{motor(meas)}}$. However, unless a is significantly higher than the bandwidth of the compensators, the velocity filters will introduce a significant phase shift that may affect the stability of the compensators. We found that a cut-off frequency of $a = 2\pi \times (120 \text{ Hz})$, which is 24 times the expected bandwidth of the compensators, gave good results at rejecting the quantization noise while keeping the phase shift to 87.6° at 5 Hz, which is near the ideal differentiator value of 90° .

For the compensator's gains, higher values of k_P are advisable to increase the bandwidth of the compensator. However, when k_P is set too high, the real velocity can oscillate around the reference, and the unfiltered quantization noise from the velocity filter can be amplified too much and passed to the current command. Both cases generate vibrations and acoustic noise that may affect the user experience. Thus, k_P was set to 2, which is the highest value before these phenomenons occur. Based on the selected value of k_P , k_I was experimentally chosen so that the amplitude gain of the compensator was mostly flat in the 0-4 Hz bandwidth, which contains 95% to 99% of the wheelchair propulsion spectrum (Cooper *et al.*, 2002). This gave a value of $k_I = 6$.

VE parameters were set to simulate the propulsion of an Invacare Ultralight A4 wheelchair over a tiled floor by an average user. To this effect, averaged parameter values from (Chénier *et al.*, 2011b,c) were used as the VE parameters (Table 5.1).

Table 5.1 Virtual environment's parameters values

$m = 99.0 \text{ kg}$	$I_{0y} = 8.0 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$F_{\text{roll}} = 14.0 \text{ N}$
$d_L = 0.475 \text{ m}$	$d_R = 0.533 \text{ m}$	$d_F = 0.455 \text{ m}$
$r_R = 0.300 \text{ m}$	$d_C = 0.040 \text{ m}$	

5.4.1 Frequency response of the compensators

The VE was replaced by a sinusoidal velocity reference oscillating at $\pm 10\%$ of a 3 rad/s velocity offset. This offset corresponds to a linear velocity of 0.9 m/s, which is a normal wheeling speed among experimented wheelchair users (Cowan *et al.*, 2008). The frequency of the reference was swept from 0.1 to 10 Hz. For each frequency, the amplitude and phase of the real and reference velocities of the motors were compared after the system had stabilized.

5.4.2 Accuracy of the compensators

The steady-state error was calculated from the frequency response at 0.1 Hz. Then, a user propelled on the ergometer bimanually and synchronously with a self-selected average velocity of 0.85 m/s. The compensators' RMS error on continuous propulsion was calculated from the real and virtual wheels' velocities over one minute of propulsion.

5.4.3 Minimal VE parameters values

We were looking for the minimal values of m and I_{0y} for which the ergometer is stable. To this aim, m and I_{0y} were decreased from their initial values until the user was able to trigger the power observers described in section 5.3.5. The strategy to destabilize the ergometer was to apply quick successions of large positive and negative moments on the rear wheels, in order to create accelerations and decelerations that could not be followed by the velocity compensators. As the firmness of the user grasp is an important factor of instability (Peer et Buss, 2008), the user held the hand rims as firmly as possible. The lowest VE parameters values for which the power observer could not be triggered were recorded.

5.4.4 Resultant propulsion forces

A user propelled on the ergometer at 1 m/s with a push frequency of 1 Hz. This velocity and frequency were chosen in accordance with previous studies (Cowan *et al.*, 2008; Koontz *et al.*, 2007) and were controlled using a speedometer and a metronome. The resultant propulsion force $|F_{\text{res}}|$ was calculated as the vector sum of the three force components measured at the hand rim, and was averaged over 20 pushes.

The user was first asked to propel bimanually, to compare the resultant forces with a propulsion over the ground (Cowan *et al.*, 2008) and on three other ergometers (Koontz *et al.*, 2007).

Then, the user was asked to propel the right wheel at the same velocity while keeping the left wheel stopped, to simulate the propulsion along a circular path around the left wheel. This task was repeated with an alternate VE, expressed in (5.16), that simulates the behaviour of a standard independent-rollers ergometer as two independent inertial and resistive systems (Chénier *et al.*, 2011b,c). This allowed to compare the forces needed to perform turning maneuvers on an ergometer implementing the standard independent-rollers model (Eq. 5.16) and on the same ergometer implementing the new dynamic model of the wheelchair-user system (Eq. 5.1).

$$\dot{\omega}_{\text{VE(alt)}} = \mathbf{M}_{(\text{alt})}^{-1} (\boldsymbol{\tau}_{\text{meas}} + \mathbf{f}_{(\text{alt})}) \quad (5.16)$$

where:

$$\mathbf{f}_{(\text{alt})} = \frac{-F_{\text{roll}}}{2} \begin{bmatrix} \text{sgn}(\omega_{\text{VE-R}}) \\ \text{sgn}(\omega_{\text{VE-L}}) \end{bmatrix} \quad (5.17)$$

$$\mathbf{M}_{(\text{alt})}^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{2}{mr_R^2} & 0 \\ 0 & \frac{2}{mr_R^2} \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

5.5 Results

5.5.1 Frequency response of the compensators

The frequency response of the compensators is presented as a Bode plot in Fig. 5.5. We observe a -3dB cut-off frequency of 5 Hz, and a -6dB cut-off frequency of about 6 Hz. On frequencies higher than 6 Hz, the amplitude gain drops quickly with a slope of -60 dB/decade . In the 0–4 Hz band, the amplitude gain stays very flat and within $\pm 1\text{ dB}$, and the phase shift ranges from 0° to -30° . As a conclusion, the 5 Hz bandwidth of the compensators is indeed large enough to follow any wheels' velocities in the wheelchair propulsion bandwidth.

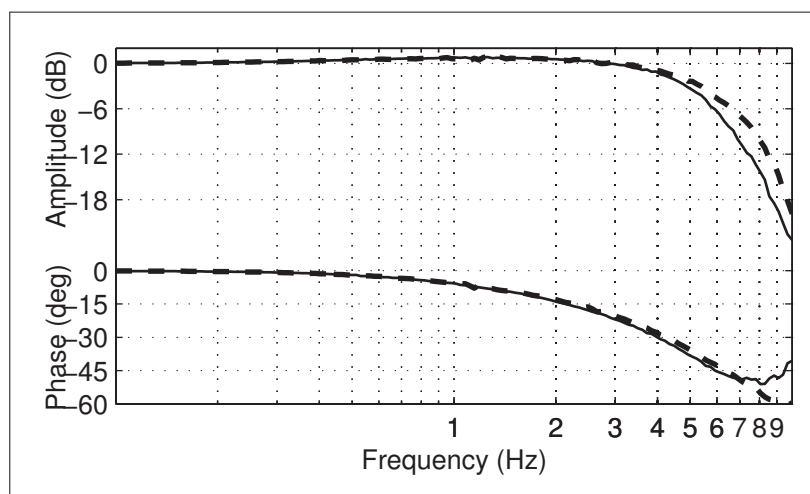


Figure 5.5 Frequency response of the velocity compensators. Legend: Right wheel: - - -, Left wheel: —

5.5.2 Accuracy of the compensators

The steady state RMS velocity error was measured at 0.1 Hz and gave 0.17% and 0.16% for the right and left wheels, which is negligible. The RMS velocity error over one minute of propulsion was 0.87% and 0.75% for the right and left wheels. Figure 5.6 shows the good match between the virtual and real wheels' velocities.

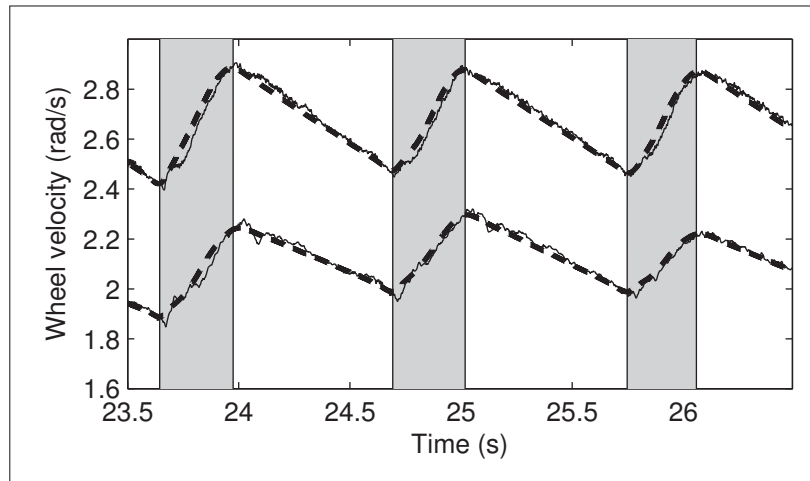


Figure 5.6 Excerpt of the real velocities (—) and virtual velocities (- - -) of the right wheel (bottom) and of the left wheel (top), in a case of continuous bimanual propulsion. Grey shades correspond to the push phases

5.5.3 Minimal VE parameters values

The user was unable to trigger the power observers in the three conditions of Table 5.2. We observe on cases 1 and 2 that individually, the inertial parameters can be very low before an active behaviour of the ergometer can be observed. On case 3, we observe that these parameters can also be very low altogether, although slightly higher, with a minimal mass of 18 kg and a minimal moment of inertia of 1 kg·m². As a comparison, Eicholtz measured a mass and moment of inertia of 13.17 kg and 1.213 kg·m² for a Quickie GT wheelchair alone (Eicholtz, 2010). Thus, for the ergometer to be stable, the simulated user would need to weight at least 5 kg. The minimal moment of inertia is already reached by the wheelchair alone. In other words, the ergometer will be stable for any realistic values of the VE parameters.

Table 5.2 Three stable cases with low inertial parameters. Bold values indicate minimal values under which the stability of the ergometer cannot be ensured

	Case 1	Case 2	Case 3
m (kg)	10	99.0	18
I_{0y} (kg·m ²)	7.06	0.5	1.0

5.5.4 Resultant propulsion forces

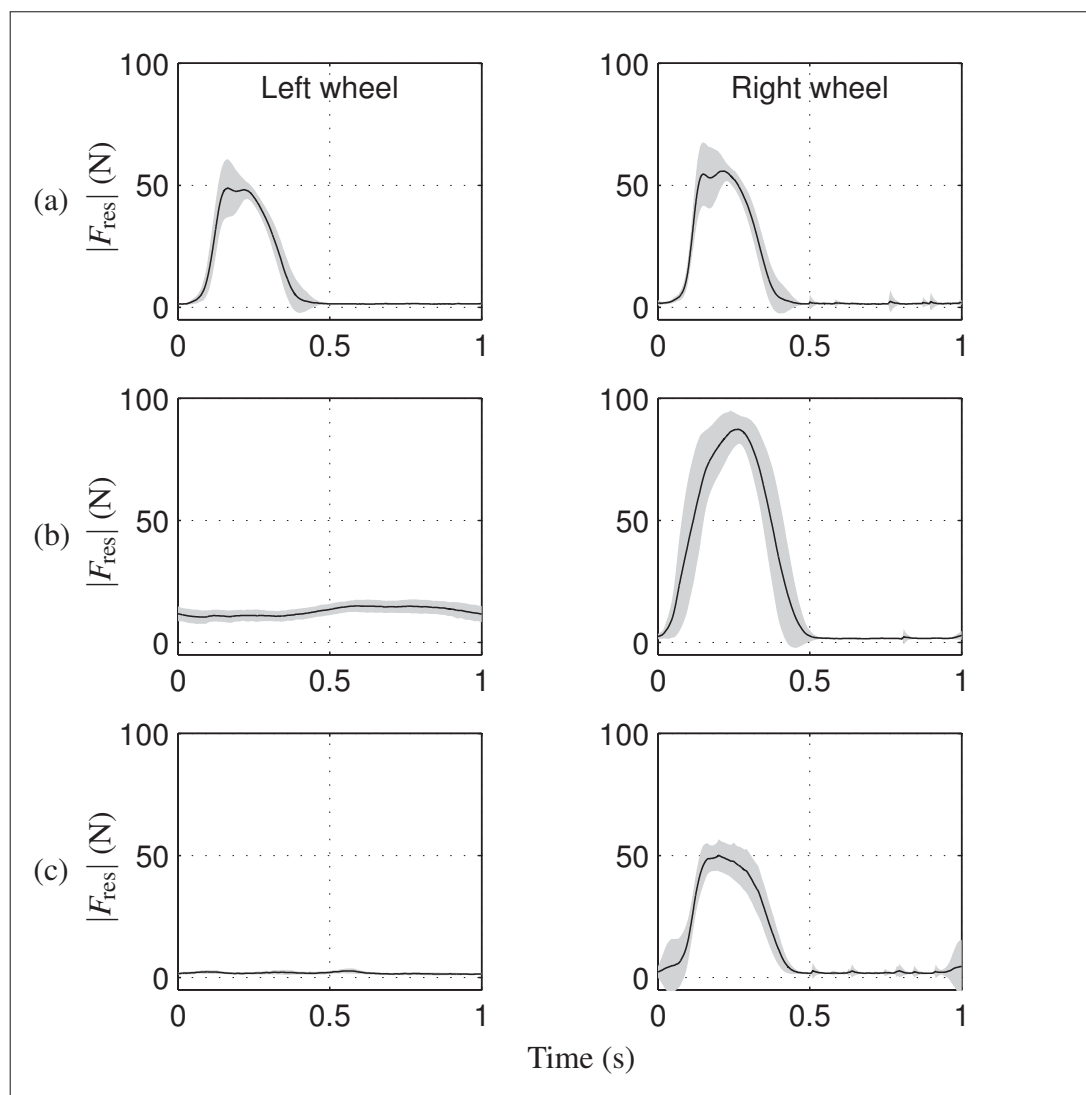


Figure 5.7 Resultant forces for different wheeling conditions on the ergometer (mean \pm s.d. over 20 pushes). (a) Straight line. (b) Circular path around the left wheel. (c) Circular path around the left wheel while simulating the behaviour of a standard independent-rollers ergometer

Fig. 5.7a shows the resultant forces for the bimanual propulsion on the ergometer. Peak forces vary in the 45 to 73 N range from one push to another. This is comparable to the average peak forces measured at similar velocities and push frequencies on a tiled floor (72.3 ± 25.3 N)

(Cowan *et al.*, 2008) and on three other ergometers (60.3 ± 5.07 N, 48.7 ± 4.2 N, and 69.7 ± 5.3 N) (Koontz *et al.*, 2007).

When a user turns around the left wheel, he needs to apply more force on the right wheel to maintain the movement, and a backward force on the left wheel to keep it stopped (Lam, 2002). This expected behaviour is reproduced by the proposed ergometer (Fig. 5.7b), but not by the simulated independent-rollers ergometer (Fig. 5.7c), where the wheels are independent and therefore cannot reproduce the interaction between both wheels of a real wheelchair.

5.6 Discussion

5.6.1 Transparency of the haptic interface

Based on Fig. 5.4, the closed-loop transfer function of the haptic interface is given by a second order equation. However, we observed in Fig. 5.5 that the cut-off slope of the amplitude gain is of -60 dB/decade instead of -40 dB/decade. This means that the real system is at least a third order, and that at least one real pole of the *Real world* part of Fig. 5.4 is not modelled. Moreover, as the transition from 0 to -60 dB/decade happens on a narrow band, this means the additional pole has a strong contribution to the bandwidth of the compensators. We believe this unmodeled pole comes from the rubber transmission link between the motors and the rollers. It is known that any haptic interface must maximize its stiffness while eliminating its backlash (Ellis *et al.*, 1996; Tan *et al.*, 1994). In our case, if the transmission link was slightly more elastic, the unmodeled pole would decrease in frequency and the necessary 5 Hz bandwidth could not be reached. Therefore, even though the transmission link was stiff enough on the proposed prototype, future prototype designs should emphasize on this potential issue.

As the stability of an admittance-controlled interface is bounded by the minimal rendered inertial parameters, an experimental search of the minimal allowed inertial parameters was best suited to show the stability of the ergometer. This technique was also used previously for a similar application (Peer et Buss, 2008). However, the user may miss existing states of ac-

tiveness. Notwithstanding this, the experimental conditions (firm grip, large accelerations and decelerations) were specifically aimed to trigger instabilities. Moreover, if the rendered mass and moment of inertia are significantly higher than their minimal values, the probability of instability becomes negligible. We found minimal values of $m = 18$ kg and $I_{0y} = 1$ kg·m², whereas plausible values are in orders of 100 kg and 8 kg·m² (Chénier *et al.*, 2011b,c). Therefore, the stability of the ergometer is experimentally ensured for wheelchair propulsion.

5.6.2 Propulsion on the ergometer

When testing the ergometer by inexperienced users, we received a recurrent comment that wheelchair propulsion on the ergometer felt realistic for continuous propulsion, but somewhat heavier than on the ground during start-ups. However, the VE is well reproduced by the haptic interface (Fig. 5.6), and the resultant forces on continuous propulsion are comparable to resultant forces on the ground (Fig. 5.7a). The following preliminary observations may explain this feeling:

Larger acceleration

We observed that when initiating the movement from stop, the same users accelerated faster on the ergometer than they did on the ground, which results in stronger forces and could explain the feeling of heaviness. This behaviour of the users could be due to the absence of a visual feedback of their trajectory or velocity, and to the absence of an acceleration feeling on their body. Moreover, maybe they dared to accelerate more because they did not have to steer or to keep the wheelchair's balance.

Dynamic model of the wheelchair

When a real wheelchair-user system accelerates quickly, its centre of pressure moves temporarily backward. This is the phenomenon involved in wheelies. Consequently, as the rear wheels offer less rolling resistance than the front wheels, the total rolling resistance decreases temporarily (Sauret *et al.*, 2008). This phenomenon cannot be reproduced neither by current roller ergometers since the wheelchair is stationary, neither by the proposed ergometer since the simulated rolling resistance F_{roll} is constant.

A study on three similar ergometers correlated the average forces and wheeling velocities from an ergometer to another for continuous propulsion, but not for start-ups (Koontz *et al.*, 2007), which seems to corroborate our observation that start-ups may not be well reproduced by ergometers. Therefore, as start-ups and continuous propulsion are generally analyzed separately (Cowan *et al.*, 2008), we agree with the literature that ergometers are advisable to analyze the continuous propulsion (Koontz *et al.*, 2007; van der Woude *et al.*, 2001; Cooper *et al.*, 2011), but that start-ups should be analyzed on the ground rather than on an ergometer (Koontz *et al.*, 2005).

Koontz *et al.* (2007) also discuss on the importance of the reproducibility of wheeling conditions between different subjects and ergometers, which is currently difficult to achieve because an ergometer's rolling resistance is strongly dependent on the user's weight and position. The proposed ergometer should solve this problem, since its rolling resistance is completely defined by the VE.

The rear wheels' velocities estimated by the current VE on straight line are accurate with a 6% RMS error, which is equivalent to a perfectly calibrated roller ergometer (Chénier *et al.*, 2011b,c). As the velocity compensators did not introduce much error (less than 0.9%), this means that on straight line, the proposed ergometer is practically as accurate as a standard roller ergometer. On the other hand, the same VE was found to estimate the wheels velocities with twice the accuracy of a roller ergometer on continuous curvilinear propulsion, with

RMS errors of 8% and 11% for the outward and inward wheel respectively (Chénier *et al.*, 2011b,c). Therefore, the proposed ergometer is much more accurate than a standard ergometer for continuous curvilinear propulsion.

5.7 Conclusion

We presented a new wheelchair ergometer designed as a haptic robot. This new design allows to simulate any model of the wheelchair-user system, including the non-linear model described in (Chénier *et al.*, 2011b,c). This model has twice the accuracy of a standard independent-rollers ergometer for propulsion on curvilinear paths. The necessary 5 Hz bandwidth is met by the compensators; however, special attention should be put on the transmission links between the motors and the rollers in order to limit their elasticity and eliminate the backlash. We also found that the accuracy of the ergometer is limited not by the device itself (RMS error of less than 0.9%), but by the simulated VE (6% to 11% RMS error depending on the wheeling trajectory). Therefore, future developments on the ergometer's accuracy should focus on improvements of the dynamic model of the wheelchair-user system. Finally, the choice of an admittance control not only allows the haptic interfaces to be hardly back-drivable, thus reducing the maintenance needs, but also bounds the stability of the ergometer to very low inertial parameters ($m \geq 18$ kg, $I_{0y} \geq 1$ kg·m²). Based on these minimal values, any possible values for the VE's parameters will ensure the stability of the ergometer. This new wheelchair ergometer provides a haptic feedback that is more representative of wheelchair propulsion, and that can be modulated on the fly.

5.8 Acknowledgments

This work was supported by the Fonds Québécois de Recherche sur la Nature et les Technologies (FQRNT), and by the National Sciences and Engineering Research Council of Canada (NSERC). There is no conflict of interest in this work.

CHAPITRE 6

BIOFEEDBACK HAPTIQUE

Aux chapitres précédents, un nouvel ergomètre de propulsion a fauteuil roulant a été décrit. Cet ergomètre a été conçu spécifiquement dans le but de fournir du biofeedback haptique aux utilisateurs, dans l'optique de modifier leur patron de propulsion. Ce chapitre décrit maintenant comment un tel biofeedback peut être généré à l'aide de cet ergomètre, et présente les résultats d'une étude préliminaire avec un sujet sain. Cette étude, réalisée à titre de preuve de concept, a permis de confirmer la capacité de l'ergomètre à générer du biofeedback haptique en temps réel, et à formuler certaines suggestions pour d'éventuelles expérimentations chez une plus grande cohorte, visant à vérifier l'effet du biofeedback haptique sur la modification du patron de propulsion.

6.1 Génération du biofeedback haptique

Le type de biofeedback haptique que nous avons choisi consiste à faire ressentir des moments résistifs additionnels M_{feedback} à l'utilisateur lorsque son parcours de MEF n'est pas conforme au parcours désiré. On observe à la figure 2.2 que pour ce faire, on retire les moments M_{feedback} aux moments M_{app} générés par l'utilisateur. On peut comprendre le principe de cette façon : si, par exemple, on veut faire ressentir 10 Nm de plus à l'utilisateur, alors les moments M_{feedback} retranchent 10 Nm aux moments M_{app} . Ainsi, pour conserver sa vitesse de croisière, l'utilisateur doit fournir 10 Nm de plus pour compenser les moments M_{feedback} .

Les valeurs des moments M_{feedback} sont déterminées par les blocs *Calcul de la MEF et comparaison avec la MEF demandée* de la figure 2.2. Il existe une infinité de façon de définir ces moments à partir de la conformité de la MEF au parcours demandé. Une de ces façons est de générer un moment M_{feedback} proportionnel à l'erreur entre la MEF actuelle et la MEF désirée :

$$M_{\text{feedback}} = \varepsilon \cdot |\text{MEF} - \text{MEF}_d(\gamma)| \quad (6.1)$$

où ε est l'intensité du biofeedback, γ est l'angle entre le point de contact en début de poussée et la position actuelle de la main tel que montré à la figure 6.1, et $MEF_d(\gamma)$ est le patron de MEF désiré.

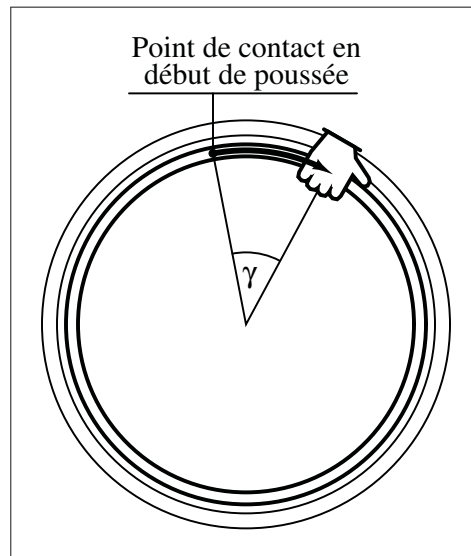


Figure 6.1 Angle γ

Il faut toutefois se rappeler que la propulsion en fauteuil roulant est un mouvement cyclique en deux phases : le recouvrement et la poussée. Comme aucune force n'est appliquée durant le recouvrement, le calcul de la MEF selon l'équation (1.14) donne une indétermination. Il est donc important de cesser tout biofeedback haptique pendant cette phase, puisque le moment M_{feedback} est alors lui aussi indéterminé.

De plus, un biofeedback haptique n'est peut-être pas indiqué pour certains angles γ , par exemple en tout début de poussée alors que l'utilisateur stabilise sa main sur la main courante. Ainsi, il devient intéressant de moduler l'intensité du biofeedback tout au long de la poussée. Pour ce faire, l'intensité ε devient aussi fonction de l'angle γ :

$$M_{\text{feedback}} = \begin{cases} \varepsilon(\gamma) \cdot |MEF - MEF_d(\gamma)| & \text{pour la phase de poussée} \\ 0 & \text{pour la phase de recouvrement} \end{cases} \quad (6.2)$$

où $\varepsilon(\gamma)$ est le parcours d'intensité du biofeedback tout au long de la poussée.

Une dernière particularité à considérer est le fait que si l'utilisateur génère une MEF très différente de la MEF désirée, le moment de biofeedback pourrait alors dépasser le moment propulsif appliqué par l'utilisateur. Dans ce cas, l'utilisateur ne ressentirait plus seulement une plus grande résistance : il sentirait les roues partir vers l'arrière, ce qui est évidemment un effet indésirable. On doit donc limiter le moment M_{feedback} au moment appliqué M_{app} , afin que le biofeedback puisse au maximum annuler le moment généré par l'utilisateur, et non créer un moment vers l'arrière :

$$M_{\text{app}} = \pm M_z, \text{ en fonction du côté de la roue.} \quad (6.3)$$

$$M_{\text{temp}} = \varepsilon(\gamma) \cdot |\text{MEF} - \text{MEF}_d(\gamma)| \quad (6.4)$$

$$M_{\text{feedback}} = \begin{cases} M_{\text{app}} & \text{pour } |M_{\text{temp}}| > |M_{\text{app}}|, \text{ phase de poussée} \\ M_{\text{temp}} & \text{pour } |M_{\text{temp}}| \leq |M_{\text{app}}|, \text{ phase de poussée} \end{cases} \quad (6.5)$$

La limitation de M_{feedback} à M_{app} a un autre effet bénéfique : en fin de poussée, les moments propulsifs mesurés par les roues approchent 0, ce qui déstabilise le calcul de la MEF selon l'équation (1.14). Il faudrait donc cesser le biofeedback en fin de poussée, ce qui est effectivement le cas en limitant M_{feedback} à M_{app} . On note que le troisième cas de l'équation (6.5) devient redondant, puisqu'aucun moment n'est appliqué par l'utilisateur durant le recouvrement. Toutefois, comme le moment M_{app} mesuré est nécessairement bruité, nous conserverons ce cas pour s'assurer que le moment M_{feedback} soit bel et bien nul durant le recouvrement.

La figure 6.2 montre un schéma-bloc des équations (6.4) et (6.5). La MEF et la force totale sont calculées par les blocs MEF et F_{totale} selon les équations (1.14) et (1.8). À l'aide d'une bascule de Schmitt, la force totale est comparée à deux niveaux de seuil pour être convertie en un signal booléen indiquant si la phase actuelle de propulsion est une poussée (1) ou un recouvrement (0). Ces seuils, obtenus empiriquement, sont de 15 N pour la phase de poussée, et de 5 N pour la phase de recouvrement. Lorsque la propulsion passe en phase de poussée, ce signal passe de

0 à 1 ; ce front montant déclenche la sauvegarde de l'angle actuel par l'échantillonneur-suiveur S/H. L'angle γ est obtenu en soustrayant l'angle actuel de l'angle du début de la poussée. Cet angle γ sert d'index pour les tables $MEF_d(\gamma)$ et $\varepsilon(\gamma)$. Les blocs de valeur absolue ($|u|$) et de multiplication (\times) effectuent le calcul de l'équation (6.4), et le bloc de saturation s'assure que le moment $M_{feedback}$ ne puisse dépasser le moment M_{app} .

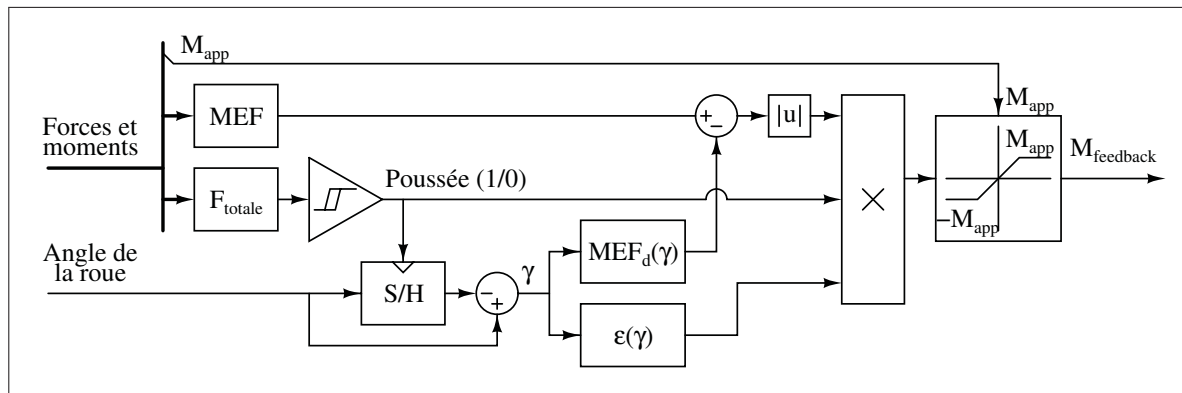


Figure 6.2 Schéma-bloc du calcul de $M_{feedback}$

6.2 Configuration de l'ergomètre

Pour cette preuve de concept, l'ergomètre a été configuré pour simuler le modèle dynamique du fauteuil décrit au chapitre 4. Comme le sujet était un des participants lors de la validation du modèle dynamique, la procédure d'identification des paramètres du modèle n'a pas été réalisée de nouveau. Les paramètres de masse, de moment d'inertie et de résistance de roulement pour cette personne ont plutôt été réutilisés directement. Le tableau 6.1 montre ces paramètres de simulation.

6.3 Enregistrement des patrons de base

Le sujet devait premièrement propulser le fauteuil sur l'ergomètre sans biofeedback. Il lui était demandé d'aller à une vitesse confortable et de faire attention à ne pas aller trop vite pour ne

Tableau 6.1 Paramètres de simulation utilisés pour l'expérimentation avec biofeedback haptique

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
m	90.28 kg	I_{0y}	8.25 kg·m ²
F_{roll}	14.72 N	d_L	0.475 m
d_R	0.533 m	d_F	0.455 m
r_R	0.300 m	d_C	0.040 m

pas se fatiguer inutilement. De plus, il lui était demandé de garder la main en contact avec la roue le plus longtemps possible, de manière à maximiser l'angle de poussée. Lorsque le sujet était à l'aise avec la propulsion sur l'ergomètre, les patrons de base $M_{\text{app-base}}(\gamma)$ et $\text{MEF}_{\text{base}}(\gamma)$ étaient enregistrés pour la propulsion en régime permanent, pour chaque côté, en calculant la moyenne et l'écart-type sur 20 poussées. Le sujet pouvait ensuite arrêter de propulser pour se reposer.

Les patrons désirés $\text{MEF}_d(\gamma)$ ont été définis en additionnant 0.1 aux patrons $\text{MEF}_{\text{base}}(\gamma)$. L'objectif était ainsi d'augmenter l'efficacité mécanique de la propulsion de 10 % sur toute la durée du cycle. Les patrons $M_{\text{app}}(\gamma)$, $\text{MEF}_{\text{base}}(\gamma)$ et $\text{MEF}_d(\gamma)$ du sujet sont présentés pour chaque roue à la figure 6.3.

6.4 Modification de la propulsion sans biofeedback

Il était ensuite demandé au sujet de tenter de modifier volontairement son patron de propulsion afin de le rendre plus efficace, sans toutefois lui offrir de biofeedback haptique. Le sujet était informé qu'un patron plus efficace impliquait des forces plus tangentielles à la roue. Il lui était indiqué en exemple qu'en début de poussée, on doit forcer plus vers l'avant, alors qu'en fin de poussée, on doit forcer davantage vers le bas.

Le sujet pouvait se pratiquer aussi longtemps qu'il le voulait. Lorsqu'il était confiant d'avoir atteint cet objectif, ses nouveaux patrons $\text{MEF}(\gamma)$ et $M_{\text{app}}(\gamma)$ étaient enregistrés, toujours en

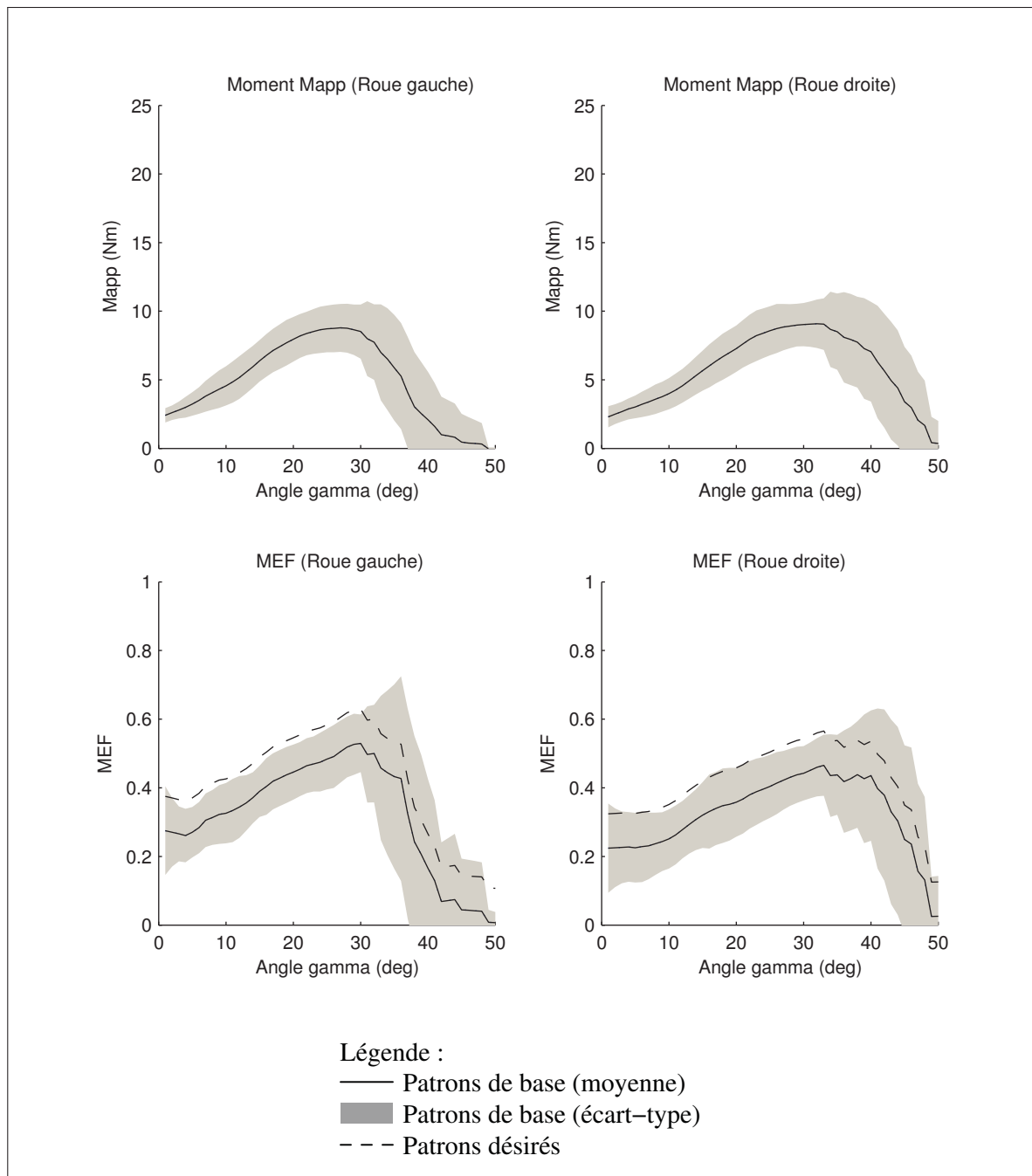


Figure 6.3 Patrons $M_{app-base}(\gamma)$, $MEF_{base}(\gamma)$ et $MEF_d(\gamma)$ chez un utilisateur

calculant la moyenne et l'écart type sur 20 poussées. Le sujet pouvait ensuite arrêter de propulser pour se reposer.

Les nouveaux patrons du sujet sans biofeedback haptique sont présentés à la figure 6.4. Pour les deux roues, on remarque principalement une détérioration importante de la MEF sur toute la poussée, alors que le sujet tentait au contraire d'améliorer ses patrons de MEF.

6.5 Modification de la propulsion avec biofeedback

Avant de fournir du biofeedback haptique au sujet, les parcours d'intensité $\varepsilon(\gamma)$ devaient tout d'abord être établis. La stratégie utilisée ici était d'augmenter initialement les moments ressentis de 50 % lors de l'activation du biofeedback. Ainsi, tant que le sujet ne changeait pas sa façon de propulser, il devait fournir 50 % plus d'effort pour propulser l'ergomètre à la même vitesse.

Les parcours d'intensité $\varepsilon(\gamma)$ ont donc été calculés à partir des patrons $M_{\text{app-base}}$ et MEF_d obtenus précédemment, à partir de l'équation (6.4). Ainsi :

$$\varepsilon(\gamma) = \frac{0.5M_{\text{app-base}}(\gamma)}{|\text{MEF}_{\text{base}}(\gamma) - \text{MEF}_d(\gamma)|} \quad (6.6)$$

Le sujet devait propulser comme précédemment, sans biofeedback. Lorsqu'il avait acquis sa vitesse de croisière, le biofeedback était activé. Le sujet avait les mêmes instructions que pour la modification de la propulsion sans biofeedback ; toutefois, il lui était expliqué qu'il ressentirait une plus grande résistance, et que cette résistance s'estomperait à mesure que son patron de propulsion s'améliorait. Il lui était indiqué de tenter de propulser l'ergomètre de façon à ne plus ressentir cette résistance supplémentaire. En d'autres mots, si l'ergomètre devenait soudainement plus facile à propulser, c'est que le sujet propulsait mieux.

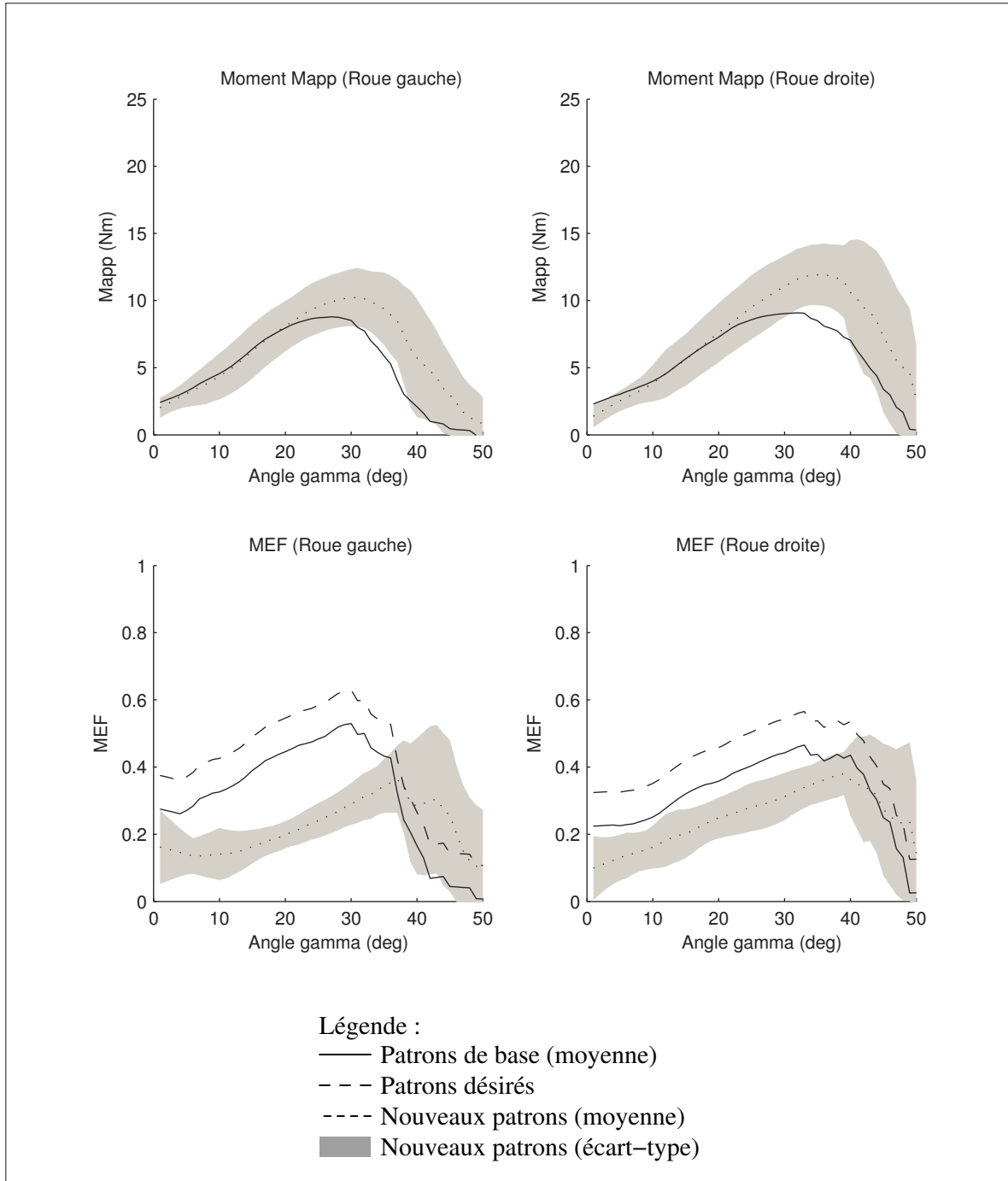


Figure 6.4 Patrons $\overline{M_{app-base}}(\gamma)$, $\overline{MEF_{base}}(\gamma)$, $MEF_d(\gamma)$, $M_{app}(\gamma)$ et $MEF(\gamma)$ avec la seule instruction de rendre la force plus tangentielle

Lorsque le sujet était confiant qu'il avait trouvé la technique de propulsion qui réduisait le plus la résistance ressentie, ses nouveaux patrons de propulsion étaient enregistrés, toujours en calculant la moyenne et l'écart-type sur 20 poussées.

Les nouveaux patrons $MEF(\gamma)$ et $M_{app}(\gamma)$ sont présentés à la figure 6.5. Entre 0 à 35 degrés, on observe une forte similitude entre les patrons $MEF(\gamma)$ et $MEF_d(\gamma)$, ce qui suggère que le biofeedback haptique a une importante influence sur la modification du patron de MEF du sujet, et que le sujet a tendance à faire converger son patron de MEF sur le patron désiré.

On observe aussi, sur les courbes de moments M_{app} , que le sujet a augmenté l'angle de poussée, le faisant passer de 40° avant le biofeedback à 50° après le biofeedback. Ceci explique la grande différence entre les patrons $MEF(\gamma)$ et $MEF_d(\gamma)$ à partir de 40°, puisque les patrons $MEF_d(\gamma)$ sont calculés à partir des patrons de base et sont donc nuls après 40°.

Bien que la patron de MEF se soit amélioré d'environ 10 % sur une grande partie de la poussée, on observe que le sujet a augmenté ses moments appliqués M_{app} en fin de poussée. Or, les travaux de simulation de Desroches *et al.* (2008) variaient la direction de la force appliquée par l'utilisateur, mais pas sa norme. Ainsi, à moins d'estimer la charge à l'épaule par dynamique inverse après l'apprentissage du nouveau patron de propulsion, il est pour l'instant impossible de dire si l'amélioration de la MEF du sujet s'accompagne ou non d'une hausse de la charge à l'épaule.

6.6 Discussion

Bien entendu, malgré le fait que ces résultats préliminaires soient très encourageants, ceux-ci ne se basent que sur un sujet, ce qui limite la portée des conclusions. Toutefois, cette manipulation aura permis de formuler plusieurs observations importantes qui pourront être prises en compte lors des études subséquentes.

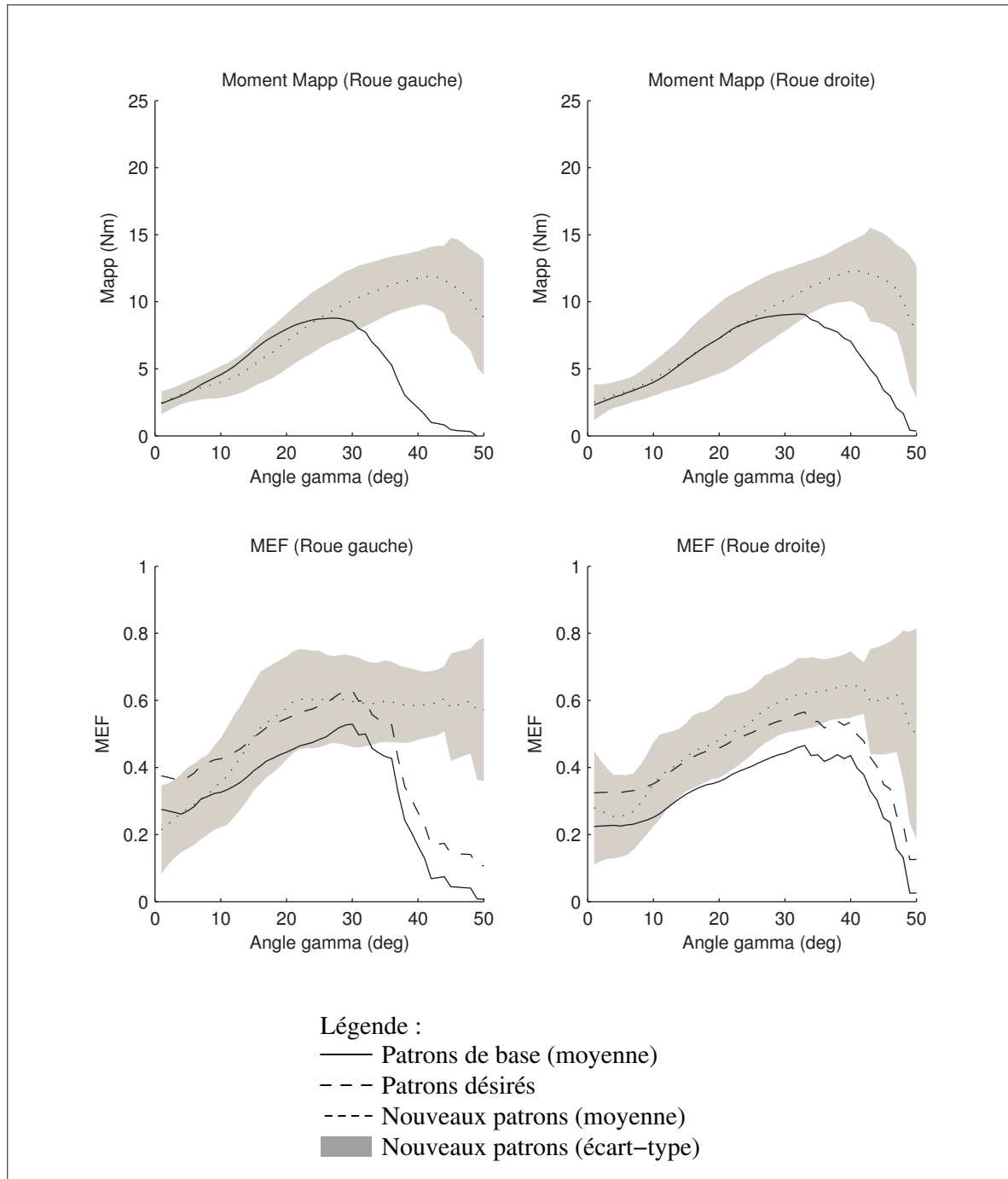


Figure 6.5 Patrons $\overline{M_{app-base}}(\gamma)$, $\overline{MEF_{base}}(\gamma)$, $MEF_d(\gamma)$, $M_{app}(\gamma)$ et $MEF(\gamma)$ avec du biofeedback haptique

6.6.1 Fatigue de l'utilisateur

Lors des essais préliminaires avec des membres du laboratoire, ceux-ci n'étaient pas habitués de propulser et se fatiguaient très vite. Ce problème a été réglé en séparant l'expérimentation en trois phases entre lesquelles le sujet peut se reposer à sa guise. Il pourrait aussi être envisageable, pour une étude à long terme, de définir une séance dédiée à l'enregistrement des patrons de base et à réutiliser ces patrons de base lors des séances subséquentes. Ceci permettrait, dans un premier temps, d'avoir des mesures pour lesquelles les sujets sont toujours frais, et dans un deuxième temps, de pouvoir mesurer l'effet de la fatigue sur l'entraînement avec biofeedback haptique. Il serait toutefois indiqué de préalablement comparer les patrons de base d'un même individu entre deux séances, et ainsi vérifier si la variation du patron de base est négligeable ou non d'une séance à l'autre.

6.6.2 Biofeedback et validité du calcul de la MEF

Lors de la phase avec biofeedback haptique, le biofeedback n'était pas appliqué avant l'atteinte de la vitesse de croisière. La raison de ce choix réside dans l'utilisation de l'équation (1.14) pour le calcul de la MEF. Nous avons vu que cette équation est basée sur une estimation de la force tangentielle, et que cette estimation n'est valide que pour la propulsion sur un sol plat en régime permanent, et non lors des accélérations. Ainsi, le fait de générer du biofeedback haptique durant l'accélération du fauteuil virtuel violerait la condition de validité de la MEF estimée.

Malgré cette précaution, il existe deux limitations à l'utilisation de l'équation (1.14) pour le calcul des moments de biofeedback :

- La validité de l'équation (1.14) est compromise par l'intensité du biofeedback haptique. En effet, si les moments M_{feedback} générés par l'ergomètre sont trop grands, l'effort demandé par le sujet s'éloigne alors de la propulsion sur un sol plat. Dans ce cas, les moments de biofeedbacks pourraient être basés sur une fausse MEF et ainsi guider le

sujet vers une MEF différente de la MEF désirée. Ce problème potentiel est toutefois amenuisé par le fait que plus le sujet s'approche des patrons de MEF désirés, moins les moments de biofeedback sont intenses.

- L'équation (1.14) est basée sur l'hypothèse que les moments produits par les mains sont nuls. Ils sont en effet négligeables pour la propulsion d'un fauteuil en régime permanent sur un sol plat (Veeger *et al.*, 1991; VanSickle *et al.*, 1998). Toutefois, le comportement d'un utilisateur soumis à un biofeedback haptique est encore inconnu. En estimant la MEF selon l'équation (1.14), deux comportements peuvent alors affecter les moments M_{feedback} : une modification de la direction des forces appliquées par l'utilisateur, mais aussi une génération de moments par les mains. Lors de travaux futurs, il faudrait donc tenir compte du fait que pour réduire les moments M_{feedback} , l'utilisateur pourrait ne pas seulement modifier la direction des forces qu'il applique, ce qui serait souhaitable, mais aussi les moments générés par ses mains.

6.6.3 Personnalisation du modèle dynamique et des moments de biofeedback

L'importance de personnaliser le modèle dynamique du fauteuil simulé et l'intensité du biofeedback a été constatée dès les tout premiers essais. Cette personnalisation est particulièrement importante pour l'intensité du biofeedback. En effet, lors de tests préliminaires avec des membres du laboratoire où nous tentions de définir des paramètres moyens pour tous, des utilisateurs ont été totalement incapables de propulser, alors que d'autres ne ressentaient pas les moments de biofeedback. Ce problème a été réglé en calculant $\varepsilon(\gamma)$ en fonction des patrons de base du sujet, selon l'équation (6.6).

6.6.4 Cinématique de la propulsion

Au tout début de l'expérimentation, il a été demandé au sujet de conserver les mains sur les roues le plus longtemps possible, de manière à maximiser l'angle de poussée. Ceci est non seulement recommandé pour réduire le risque de blessure à long terme (Consortium for Spinal

Cord Medicine, 2005), c'est aussi une bonne façon d'éviter que le sujet ne change trop sa cinématique entre les poussées sans et avec biofeedback. En effet, les tout premiers essais ont montré que les sujets qui utilisaient de plus petits angles de poussée avaient tendance, lors des poussées avec biofeedback haptique, à modifier significativement leur cinématique (à quels endroits ils prenaient et relâchaient les roues) plutôt que la direction des forces appliquées. En maximisant l'angle de poussée, il devient plus difficile de modifier la cinématique de la propulsion en cours de route.

Toutefois, on observe à la figure 6.5 que malgré la consigne de départ de maximiser les angles de poussée, le sujet a tout de même augmenté davantage ses angles de poussée lors des essais avec biofeedback. Or, comme les parcours d'intensité $\varepsilon(\gamma)$ sont calculés par rapport aux patrons $M_{\text{app-base}}$, aucun biofeedback n'était généré après 40° . Il pourrait être souhaitable de mesurer en continu les angles de poussée, et de compresser ou étirer $\text{MEF}_d(\gamma)$ et $\varepsilon(\gamma)$ selon la cinématique variable du sujet.

6.6.5 Sujets blessés médullaires

Bien que les résultats de cette preuve de concept soient très encourageants, il est pour l'instant impossible de déterminer si le niveau d'incapacité des personnes blessées médullaires aurait un effet négatif sur leur capacité à apprendre de nouveaux patrons de propulsion. Il serait ainsi souhaitable de recréer cette expérimentation chez une population de sujets blessés médullaires.

CHAPITRE 7

DISCUSSION GÉNÉRALE

Cette thèse était séparée en quatre principaux sujets, soient le modèle cinématique du fauteuil roulant, son modèle dynamique, la mise en oeuvre de l'ergomètre, et la génération de biofeedback haptique. Une discussion propre à chaque sujet était alors offerte à la fin de chacun de ces chapitres.

Ce chapitre consiste maintenant en une discussion générale sur l'ensemble de la thèse. Il s'agit principalement d'une revue des aspects qui pourraient être améliorés dans le futur, accompagnée de plusieurs suggestions et mises en garde adressées aux étudiants, chercheurs et développeurs qui assureront la suite des travaux.

7.1 Réalisme de la propulsion

L'ergomètre décrit dans cette thèse possède plusieurs caractéristiques originales qui en font un instrument unique. Par exemple, il est actuellement le seul ergomètre de propulsion en fauteuil roulant à reproduire un comportement dynamique de façon complètement simulée, à l'aide d'une boucle de contrôle haptique. Ce faisant, le réalisme de la propulsion sur l'ergomètre est déterminé par le réalisme du modèle dynamique utilisé. Ainsi, il sera intéressant, pour des travaux futurs, d'améliorer davantage le modèle dynamique du système fauteuil-utilisateur reproduit par l'ergomètre.

7.1.1 Mouvement du tronc et du membre supérieur

Rappelons qu'actuellement, les ergomètres de la littérature simulent la propulsion en ligne droite, en modélisant le système fauteuil-utilisateur comme une masse et une friction. Aux chapitres 3 et 4, un nouveau modèle a été développé, celui-ci tenant compte du moment d'inertie

tie vertical du système fauteuil-utilisateur et de l'orientation des roues avant, dans le but de simuler la propulsion sur des parcours curvilinéaires en plus des parcours rectilignes.

Ceci dit, des améliorations pourraient être encore apportées à ce modèle. Par exemple, le comportement du fauteuil dû aux mouvements du tronc et du membre supérieur pourrait être modélisé. Ces mouvements du tronc et du membre supérieur déplacent le centre de pression du sujet vers l'avant lors des poussées, puis vers l'arrière lors des recouvrements. La résistance de roulement change donc durant le cycle de propulsion, puisqu'à cause de leur plus petit diamètre, les roues avant offrent plus de résistance que les roues arrière. De plus, non seulement ces mouvements modifient la résistance de roulement, mais ils créent aussi une accélération du fauteuil au début de la phase de recouvrement, alors qu'aucune force n'est pourtant appliquée sur les roues. Rappelons que ce phénomène avait été observé par Sauret *et al.* (2008) et a été aussi observé dans nos données à la figure 4.4.

Actuellement, aucun ergomètre ne tient compte des mouvements du tronc et du membre supérieur lors de la propulsion, incluant celui présenté dans cette thèse. Les prochaines sections dressent un portrait des modifications à apporter à ce dernier afin d'améliorer cet aspect.

7.1.1.1 Ajout d'un degré de liberté

Le modèle dynamique présenté au chapitre 4 est un modèle plan parallèle au sol comptant trois corps rigides :

- Un corps principal composé du cadre du fauteuil, du siège, des roues arrière et de l'utilisateur, dont la position est assumée fixe ;
- La roue avant droite et sa fourche ;
- La roue avant gauche et sa fourche.

Pour tenir compte de l'effet dynamique du déplacement du tronc et du membre supérieur sur le système, le corps principal devrait être séparé au minimum en deux corps rigides distincts :

- Un corps principal fixe dont la masse et le moment d'inertie correspondent à la combinaison du cadre du fauteuil, du siège, des roues arrière et des jambes de l'utilisateur ;
- Un corps principal mobile dont la masse et le moment d'inertie correspondent à la combinaison du tronc et du membre supérieur du sujet. Pour simplifier le modèle, on pourrait considérer un seul degré de liberté : pour un modèle plan, ce serait une translation sur l'axe avant-arrière.

Ce faisant, le nouveau modèle posséderait cinq variables d'état au lieu de quatre :

- \ddot{x} : Accélération linéaire du fauteuil ;
- $\ddot{\phi}_y$: Accélération angulaire du fauteuil ;
- α_R : Orientation de la roue avant droite ;
- α_L : Orientation de la roue avant gauche ;
- x_{tronc} : Position avant-arrière du corps principal mobile (degré de liberté ajouté).

De plus, le nouveau modèle serait dépendant de six paramètres dynamiques au lieu des trois paramètres (m , I_{0y} , F_{roll}) du modèle actuel :

- Deux paramètres de masse (m_1 et m_2), soient les masses des deux corps principaux.
- Deux paramètres de moment d'inertie (I_{0y1} et I_{0y2}), soient les moments d'inertie verticaux des deux corps principaux.
- Deux paramètres de résistance de roulement ($\mu_{\text{roll-back}}$ et $\mu_{\text{roll-caster}}$), soient les coefficients de friction des roues arrière et avant. La résistance de roulement totale serait ainsi variable tout au long de la propulsion, en fonction de la distribution des forces normales sur les roues avant et arrière.

7.1.1.2 Identification des paramètres

La procédure présentée au chapitre 4 ne serait pas suffisante pour identifier les six paramètres du nouveau modèle. En effet, chaque degré de liberté doit pouvoir être mesuré ou estimé en tout temps ; c'est d'ailleurs pourquoi lors de l'identification des paramètres au chapitre 4, on estimait l'orientation des roues avant à partir du modèle cinématique décrit au chapitre 3. L'identification des paramètres du nouveau modèle nécessiterait donc un estimateur additionnel, soit un estimateur de la position du corps principal mobile lors de la propulsion.

Différentes pistes sont envisageables pour développer un tel estimateur. Par exemple, en faisant l'hypothèse que la position du corps principal mobile est fortement liée à l'inclinaison du tronc, on pourrait estimer cette position à partir de l'inclinaison du tronc, mesurée à l'aide d'accéléromètres et de gyroscopes (Luinge et Veltink, 2005). Pour fin de validation, on placerait le fauteuil sur une plateforme de force ou sur un tapis roulant instrumenté, et on demanderait au sujet de passer graduellement d'une position assise à une position fléchie. En enregistrant le déplacement du centre de pression total du système, on déduirait la position du centre de masse du corps principal mobile, et on se servirait alors de cette valeur comme référence pour valider l'estimateur. Une alternative à la plateforme de force serait d'utiliser un système optoélectronique combiné à un modèle anthropométrique, de façon à corrélérer les centres de masse estimés du corps principal et du corps mobile aux signaux accélérométriques.

Au chapitre 4, les manoeuvres exécutées par l'utilisateur lors de la procédure d'identification des paramètres étaient choisies dans le but de maximiser le conditionnement de la matrice d'état \mathbf{W} de l'équation (4.10), ce conditionnement étant directement relié à la variété d'états du système. Ainsi, les poussées synchrones et alternées à partir de l'arrêt maximisaient la diversité d'accélération linéaire et angulaire (\ddot{x} , $\ddot{\phi}_y$) et la diversité des orientations des roues avant (α_R , α_L). Ce même objectif devrait être pris en compte lors de l'élaboration de la nouvelle procédure d'identification. À cet effet, des manoeuvres supplémentaires devraient être exécutées de façon à maximiser le déplacement du tronc x_{tronc} , afin de pouvoir bien discriminer les deux masses m_1 et m_2 , les deux moments d'inertie I_{0y1} et I_{0y2} , et les deux coefficients de friction $\mu_{\text{roll-back}}$ et

$\mu_{\text{roll-caster}}$. Pour ce faire, des poussées continues, et non seulement à partir de l'arrêt, pourraient être réalisées sur des parcours linéaires et curvilinéaires.

7.1.1.3 Programmation dans l'ergomètre

Une fois un tel modèle développé et validé selon la même procédure qu'au chapitre 4, sa programmation dans l'ergomètre se ferait en remplaçant le modèle dynamique actuel par ce nouveau modèle. Si des entrées supplémentaires sont nécessaires, par exemple des signaux accélérométriques pour déterminer la position du corps principal mobile, les 16 entrées analogiques de la carte de contrôle et d'acquisition de l'ordinateur temps réel sont actuellement disponibles et prêtes à être lues en temps réel.

7.1.2 Simulation de pentes

Le modèle dynamique présenté au chapitre 4 ne représente la propulsion que sur un sol plat. Sur les ergomètres actuels, on simule habituellement la propulsion sur des pentes ascendantes en ajoutant une résistance correspondant au degré d'inclinaison de la pente, par l'intermédiaire du terme $mg \sin \beta$ de l'équation (1.15) (van der Woude *et al.*, 2001). Comme l'ergomètre présenté dans cette thèse possède des moteurs, les pentes ascendantes comme les pentes descendantes pourraient être simulées en se basant sur la même stratégie. Ainsi, on ajouterait des moments de décalage M_{offset} aux moments d'entrée, ces moments étant calculés en fonction de la masse m du système fauteuil-utilisateur simulé et du degré d'inclinaison de la pente selon :

$$M_{\text{offset}} = -\frac{1}{2}mg \sin \beta \quad (7.1)$$

où β est l'angle d'inclinaison de la pente (positif pour une montée, négatif pour une descente) et g est l'accélération gravitationnelle terrestre. Le schéma-bloc de la figure 2.2 se transforme donc en celui de la figure 7.1.

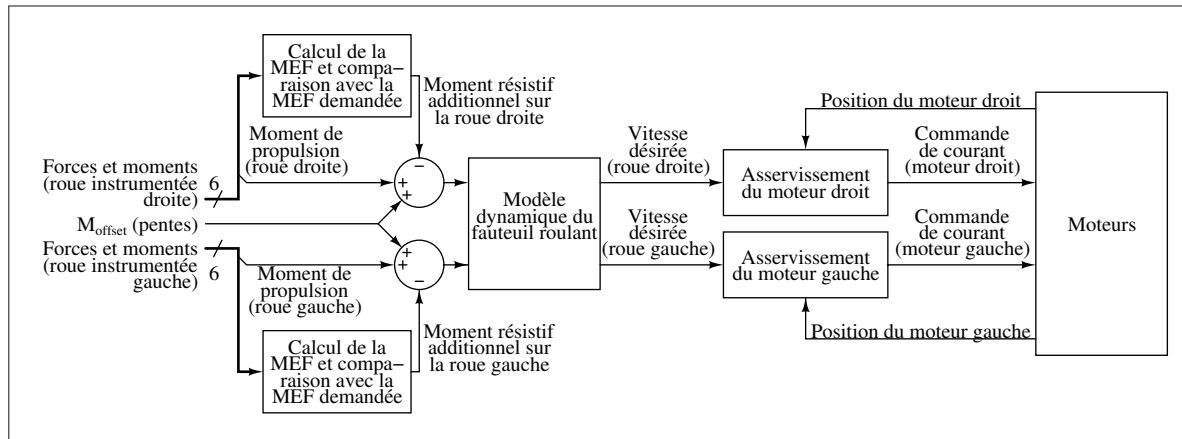


Figure 7.1 Schéma de contrôle de l'ergomètre avec simulation de pentes

Cette façon de simuler les pentes ascendantes et descendantes, qui est déjà mise en oeuvre sur la version actuelle de l'ergomètre, comporte toutefois deux limitations :

- Lors de montées ou de descentes, l'ergomètre simule la condition où l'utilisateur fait toujours directement face ou dos à la pente. À titre d'exemple, si l'utilisateur d'un fauteuil réel était arrêté face à une pente montante et qu'il lâchait une des deux roues de son fauteuil, le fauteuil reculerait alors en effectuant une rotation de 90° autour de la roue bloquée, puis s'immobiliserait éventuellement dans une direction perpendiculaire à la pente. Or, si l'utilisateur faisait la même chose sur l'ergomètre, la roue relâchée se mettrait plutôt à accélérer sans arrêt.
- La hauteur du centre de masse n'a pas d'importance pour un modèle plan parallèle au sol comme celui décrit dans cette thèse. Par contre, en réalité, plus l'utilisateur monte une pente inclinée, plus son centre de masse se dirige vers l'arrière, et donc moins la résistance de roulement est importante. Ce phénomène n'est pas tenu en compte actuellement, la résistance de roulement étant constante pour toute condition.

La seule solution envisageable pour corriger ces deux limitations serait d'utiliser un modèle dynamique tridimensionnel du système fauteuil-utilisateur. Un tel modèle étant complexe, on en retrouve peu dans la littérature. De plus, ces modèles se concentrent au niveau des contrôleurs de fauteuil roulant électrique où l'utilisateur est considéré fixe (Wang *et al.*, 2009). La

figure 7.2 montre un aperçu des degrés de liberté additionnels nécessaires au modèle tridimensionnel du fauteuil roulant. Comme le fauteuil est maintenant libre de monter ou descendre, un degré de liberté en position y s'ajoute à x et z . De plus, comme il peut s'incliner sur deux axes, les degrés de liberté en rotation ϕ_x et ϕ_z s'ajoutent à la direction ϕ_y . L'orientation des roues avant est toujours définie par α_R et α_L . Finalement, pour tenir compte du mouvement du corps mobile qui représente le tronc et le membre supérieur, un neuvième degré de liberté en rotation α_{tronc} est ajouté. On s'aperçoit alors aisément de la complexité de ce modèle et de l'identification de ses paramètres, et on constate qu'il y a lieu de bien s'interroger sur l'importance ou non de modéliser les pentes avec précision plutôt que d'utiliser la technique simplifiée décrite précédemment.

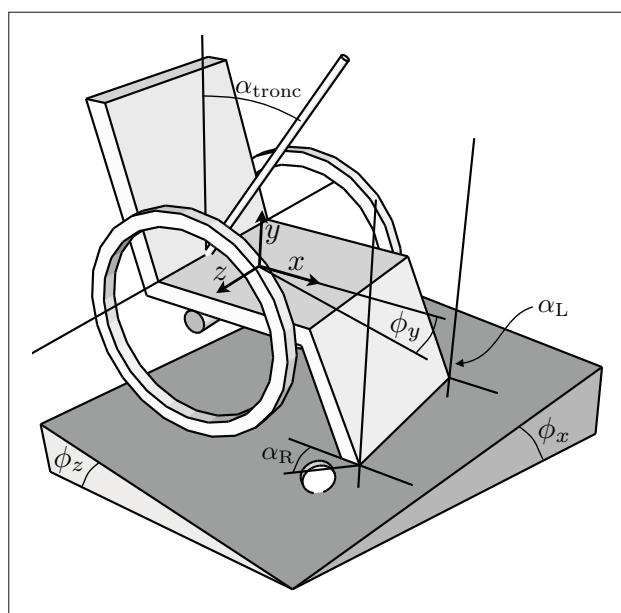


Figure 7.2 Représentation des degrés de liberté nécessaires au modèle dynamique tridimensionnel du système fauteuil-utilisateur

7.1.3 Rétroaction visuelle

Dans la discussion du chapitre 5, il était mentionné que les utilisateurs ont tendance à accélérer plus sur l'ergomètre qu'ils ne le feraient sur un fauteuil sur le sol, et que la raison pourrait

provenir entre autres du manque de rétroaction visuelle sur la vitesse du fauteuil. Pour produire une telle rétroaction, un système d'immersion visuelle pourrait être envisagé. Ce système permettrait aussi de représenter la trajectoire de l'utilisateur de façon intuitive, ce qui n'est pour l'instant pas possible. La visualisation de la trajectoire permettrait entre autres de s'assurer que l'utilisateur propulse bien en ligne droite si c'est ce qui lui est demandé.

Un exemple d'immersion visuelle est donné à la figure 7.3. Un écran est placé à 45° par rapport au sol, de façon à ce que l'utilisateur puisse regarder de ses pieds jusqu'à l'horizon. Un projecteur placé au-dessus de l'utilisateur projette une image représentant l'environnement virtuel dans lequel le fauteuil virtuel se déplace, ainsi que la vitesse à laquelle il se déplace. Suivant la démarche des études précédentes sur le biofeedback visuel lors de la propulsion en fauteuil roulant, d'autres informations pourraient être fournies à l'utilisateur, comme la cadence de propulsion ou l'angle de poussée (Richter *et al.*, 2011; de Groot *et al.*, 2009; Rice *et al.*, 2010). La mise en oeuvre d'une immersion visuelle lors de la propulsion en fauteuil roulant a déjà été réalisée par Harrison *et al.* (2004), par le biais d'un ordinateur dédié à la production d'images tridimensionnelles.

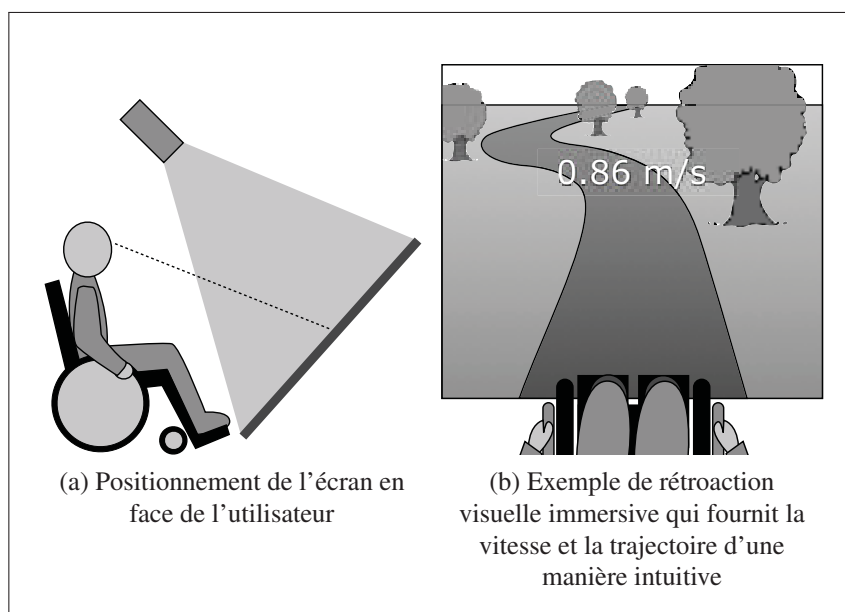


Figure 7.3 Exemple de mise en oeuvre d'une rétroaction visuelle immersive

Lors de travaux entrepris durant cette thèse, des images tridimensionnelles correspondant à la cinématique des roues arrière du fauteuil ont été produites en temps réel par l'ordinateur de contrôle, à l'aide de l'environnement *Virtual Reality Toolbox* de Simulink. Or, des problèmes de puissance de calcul survenaient lors de tâches simultanées de l'ordinateur de contrôle : contrôle de l'ergomètre, transfert et affichage en temps réel des patrons $M_{app}(\gamma)$ et $MEF(\gamma)$, et production d'images tridimensionnelles. Ces problèmes se manifestaient sous la forme d'image saccadées, avec un taux de rafraichissement d'environ 2 à 3 images par seconde. Ce faible taux ne pourrait pas constituer une immersion de qualité. Conséquemment, les solutions suivantes devraient être étudiées :

- Utilisation d'un autre environnement que la *Virtual Reality Toolbox* de Simulink, de manière à ce que les images tridimensionnelles soient générées par un processus indépendant.
- Utilisation d'un ordinateur de contrôle plus puissant.
- Utilisation d'un ordinateur dédié à la production d'images tridimensionnelles, comme pour le simulateur de Harrison *et al.* (2004). Le schéma d'interconnexions des composantes de l'ergomètre passerait ainsi de la figure 2.3 à la figure 7.4, où les ordinateurs communiqueraient par un lien TCP/IP.

7.2 Estimation de la MEF

Au niveau du biofeedback de la MEF, une amélioration importante de l'ergomètre présenté dans cette thèse par rapport à ceux utilisés par de Groot *et al.* (2002) et Kotajarvi *et al.* (2006) consiste en l'amélioration du patron de MEF instantanée à chaque instant de la phase de poussée, et pas seulement de la MEF moyenne. Ceci permet de moduler le biofeedback tout au long de la poussée et de choisir à quels angles γ l'amélioration de la MEF doit être maximisée.

Toutefois, on a vu que la MEF peut être estimée à l'aide de l'équation (1.14) seulement si le moment généré par la main est négligeable. Bien que de Groot *et al.* (2002) et Kotajarvi *et al.*

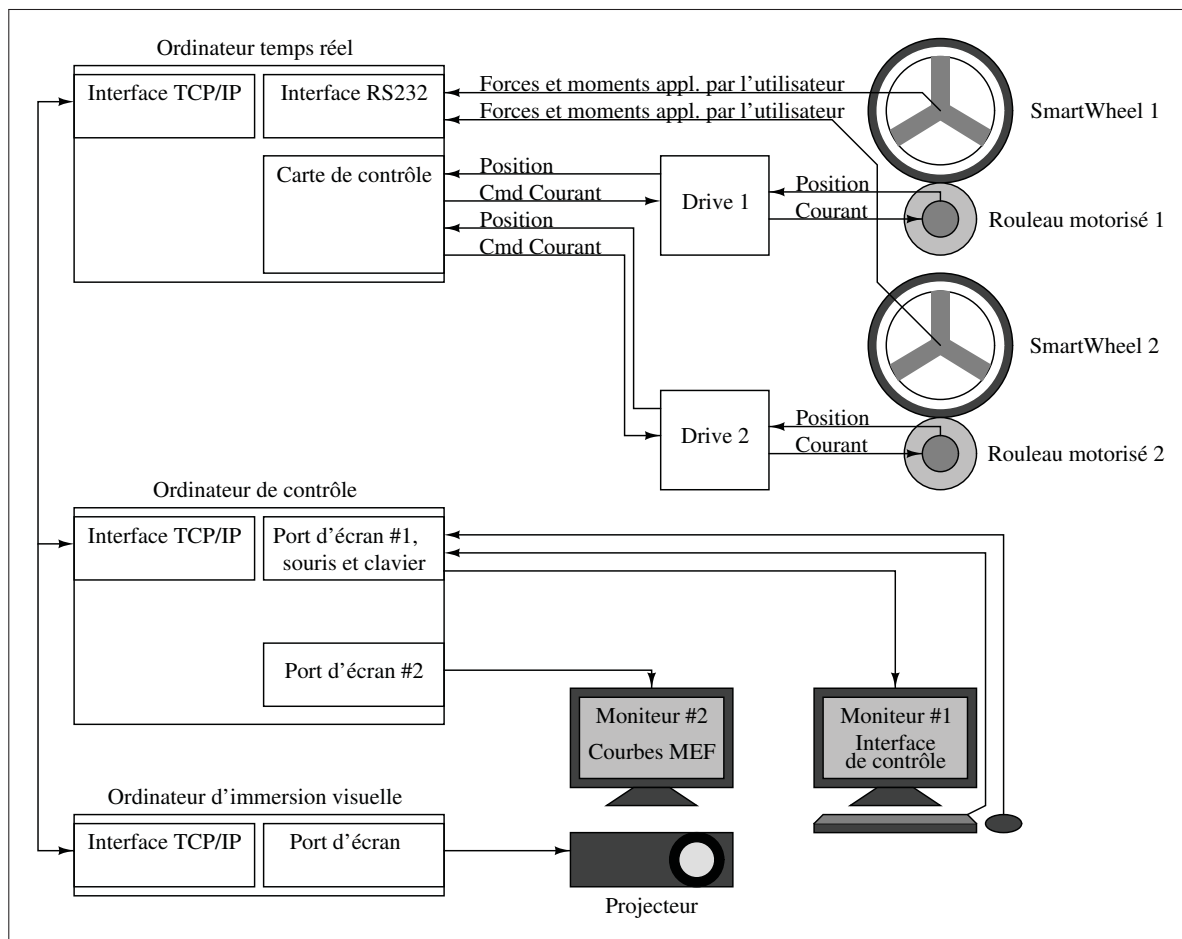


Figure 7.4 Interconnexions entre les composantes de l'ergomètre proposé, avec l'ajout d'une immersion visuelle

(2006) ont utilisé cette même technique d'estimation de la MEF, les limitations d'une telle estimation ont été énoncées au chapitre 6. En guise de rappel, une de celles-ci consiste en la possibilité que l'utilisateur, au lieu de modifier seulement ses patrons de directions de force, modifie aussi les moments générés par ses mains. Il pourrait donc être bénéfique d'évaluer différentes approches pour mesurer ou estimer la MEF.

L'équation (1.10) montre comment la force tangentielle F_{tan} peut être calculée directement à partir des forces F_x et F_y mesurées par la roue. Pour ce faire, on doit toutefois connaître le point d'application de la force φ . Quelques pistes pour estimer ou mesurer ce point d'application sont suggérées dans les prochaines sections.

7.2.1 Point d'application par cinétique

Une première méthode pour mesurer φ directement à partir des données cinétiques a été suggérée par Cooper (1997) : il s'agit d'utiliser les moments M_x et M_y mesurés par la roue. En assumant que la main produit un moment négligeable sur les axes x et y , les équations (1.5) et (1.6) deviennent :

$$M_x = F_z r_H \cos \varphi \quad (7.2)$$

$$M_y = -F_z r_H \sin \varphi \quad (7.3)$$

On peut alors trouver l'angle φ selon :

$$\tan \varphi = -\frac{M_y}{M_x} \quad (7.4)$$

À partir de cet angle φ estimé, on peut estimer la force tangentielle F_{tan} selon l'équation (1.10), puis la MEF selon l'équation (1.1). Cette méthode semble à premier abord très intéressante puisqu'elle n'est pas dépendante de l'hypothèse selon laquelle le moment M_{Hz} produit par la main est nul, et qu'aucune instrumentation supplémentaire n'est nécessaire.

Toutefois, l'estimation de φ est basée sur l'hypothèse que les moments M_{Hx} et M_{Hy} produits par la main sont négligeables par rapport aux moments M_x et M_y produits par la force F_z . Cette hypothèse a été vérifiée par Sabick *et al.* (2001). Pour notre part, le succès d'estimation de φ par cette technique était mitigé, avec des résultats aberrants pour plusieurs poussées. Il faut également mentionner que comme la force générée par l'utilisateur est principalement dans le plan de la roue, les moments M_x et M_y sont beaucoup plus faibles que le moment M_z sur lequel se base actuellement l'estimation de la force tangentielle. Les valeurs de M_x et M_y mesurées par la roue instrumentées sont donc du même coup plus bruitées, ce qui affecte la précision d'estimation de φ . L'étude d'incertitude de Boukhefif (2007) corrobore nos résultats, avec des incertitudes de plus de 100° en début et en fin de poussée.

7.2.2 Point d'application par cinématique

Le point d'application de la force peut aussi être estimé par une méthode cinématique. Par exemple, un système optoélectronique tel le système Optotrack, Vicon ou Visualeyze, peut mesurer la position de la main dans l'espace, à l'aide d'un marqueur placé sur la deuxième articulation métacarpophalangienne (Cooper, 1997; Sabick *et al.*, 2001). Si un système optoélectronique n'est pas disponible, un système inertiel peut alors être utilisé, comme le système Xsens Moven.

La stabilité de la mesure est un des avantages à utiliser la cinématique pour déterminer le point d'application de la force. En effet, contrairement aux techniques basées sur la cinétique, la précision de la mesure n'est pas variable en fonction de l'amplitude des forces appliquées par l'utilisateur. Toutefois, les instruments de mesure de la cinématique nécessitent une connexion à un système qui n'est pas en temps réel (Microsoft Windows). À moins de créer des pilotes spécifiques au système temps réel xPC-Target, ceci implique que le point d'application de la force pourrait difficilement être calculé assez rapidement pour pouvoir générer du biofeedback haptique en temps réel sur la MEF.

7.2.3 Point d'application par mesure directe

Une méthode de mesure directe du point d'application pourrait aussi être utilisée, à l'aide par exemple d'un potentiomètre à membrane tels les potentiomètres Softpot de la compagnie Spectra-Symbol. Ces dispositifs, dont un schéma est présenté à la figure 7.5, consistent en une couche résistive espacée de quelques nanomètres d'une couche de métal. Lorsqu'un objet (ou une main) appuie sur le potentiomètre, les deux couches entrent en contact. On peut alors mesurer la position du contact à l'aide du principe de diviseur de tension, tel que montré à la figure 7.6.

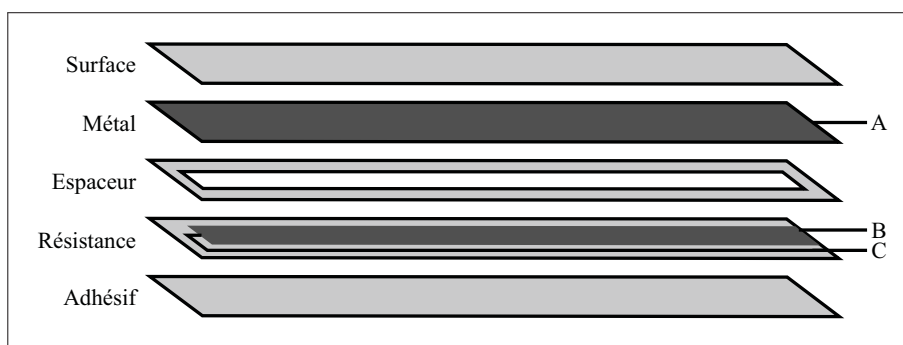


Figure 7.5 Principe des potentiomètres à membrane

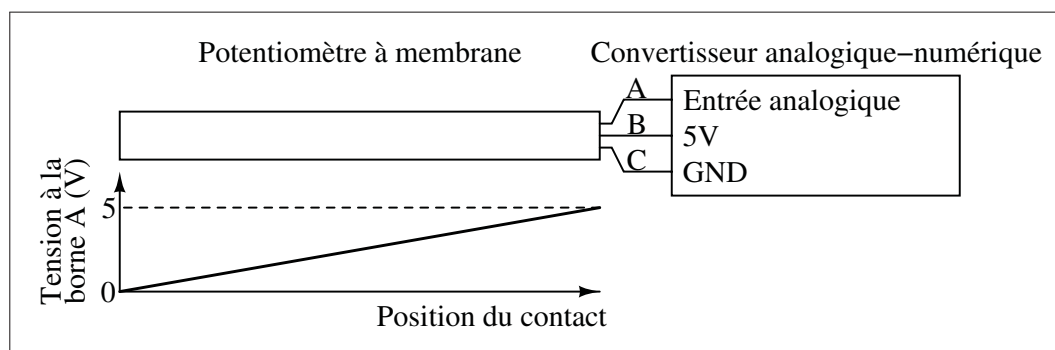


Figure 7.6 Lecture de la position d'un objet appuyant sur un potentiomètre à membrane

Ces potentiomètres sont de longueur personnalisée, souples et munis d'une couche adhésive sur toute leur base, ce qui permet de les installer facilement sur les mains courantes des roues

instrumentées. On mesurerait alors la position de la main par rapport à la roue à l'aide d'un tel potentiomètre, et la position de la roue par rapport à l'horizontale à l'aide de l'encodeur optique de la SmartWheel. L'angle φ est simplement la différence entre ces deux angles. Il reste la tâche plus technique de transférer l'information de la roue (mobile) vers la carte d'acquisition et de contrôle (fixe), qui pourrait être réalisée grâce à des microcontrôleurs avec interface sans fil, tels la série MSP430 ou Stellaris de Texas Instruments.

7.3 Protocole de présentation du biofeedback

Au chapitre 6, une étude exploratoire sur un sujet a été effectuée. Cette expérimentation, qui se déroulait sur une seule séance, visait à montrer l'effet direct du biofeedback haptique sur le patron de propulsion du sujet. Une des prochaines étapes sera de vérifier si le sujet peut acquérir ces nouveaux patrons de propulsion à long terme. Le travail de Rice *et al.* (2010) pourra établir les bases de cette prochaine étape. Les auteurs se sont basés sur des principes d'apprentissage moteur pour établir un protocole optimal de présentation du biofeedback visuel lors de la propulsion d'un fauteuil roulant manuel. Parmi ces principes, on note que des séances avec et sans biofeedback doivent être alternées, si possible de façon aléatoire. De plus, le nombre de variables présentées à l'utilisateur doit être restreint, trop de variables pouvant limiter l'apprentissage. À titre d'exemple, le système de biofeedback visuel décrit par Rice *et al.* (2010) affichait en alternance :

- a. La cadence (10 secondes),
- b. L'angle de poussée (10 secondes),
- c. La cadence et l'angle de poussée (10 secondes),

chaque période de 10 secondes étant séparée de 15 secondes sans biofeedback.

Cette étude était basée sur un seul sujet blessé médullaire. Toutefois, les résultats sont encourageants : le sujet s'est vu réduire sa cadence, augmenter l'angle de contact, réduire ses forces

appliquées et réduire la pente des forces appliquées (mesure d'impact). De plus, ces apprentissages ont été conservés entre les deux dernières séances, pourtant espacées de deux mois. Les prochaines études avec biofeedback pourraient ainsi s'inspirer de cette étude, en ajoutant toutefois le patron de MEF comme variable à améliorer à l'aide de biofeedback haptique.

7.4 Dynamique inverse en temps réel

L'objectif à plus long terme de ce projet est, bien sûr, d'apprendre différents patrons de propulsion aux utilisateurs, mais surtout d'apprendre les patrons qui minimisent le risque de blessure à l'épaule. Or, tel que mentionné au chapitre 1, on ne connaît pas actuellement ces patrons optimaux.

Différentes solutions s'offrent alors. La première solution se base sur l'expérimentation-type décrite à la section 1.1.3 et consiste en ce processus itératif :

- Étape 1 : Mesurer la cinétique et la cinématique de base du sujet, puis estimer les moments et les forces à l'épaule par dynamique inverse.
- Étape 2 : En conservant la cinématique et l'amplitude des forces mesurées, trouver par simulation un nouveau patron de MEF qui réduit les moments et les forces à l'épaule, tel que décrit par Desroches *et al.* (2008).
- Étape 3 : Configurer le biofeedback haptique de l'ergomètre ($MEF_d(\gamma)$, $\varepsilon(\gamma)$), puis entraîner le sujet à utiliser le patron de MEF déterminé à l'étape précédente.
- Étape 4 : Mesurer la nouvelle cinétique et la nouvelle cinématique du sujet, puis estimer de nouveau les moments et les forces à l'épaule par dynamique inverse. Retour à l'étape 2.

La figure 7.7 montre un schéma-bloc du fonctionnement de l'ergomètre selon cette méthode. Il s'agit du même principe que l'expérimentation réalisée au chapitre 6. Les paramètres du biofeedback haptique $MEF_d(\gamma)$ et $\varepsilon(\gamma)$ sont déterminés en temps différé à l'étape 3.

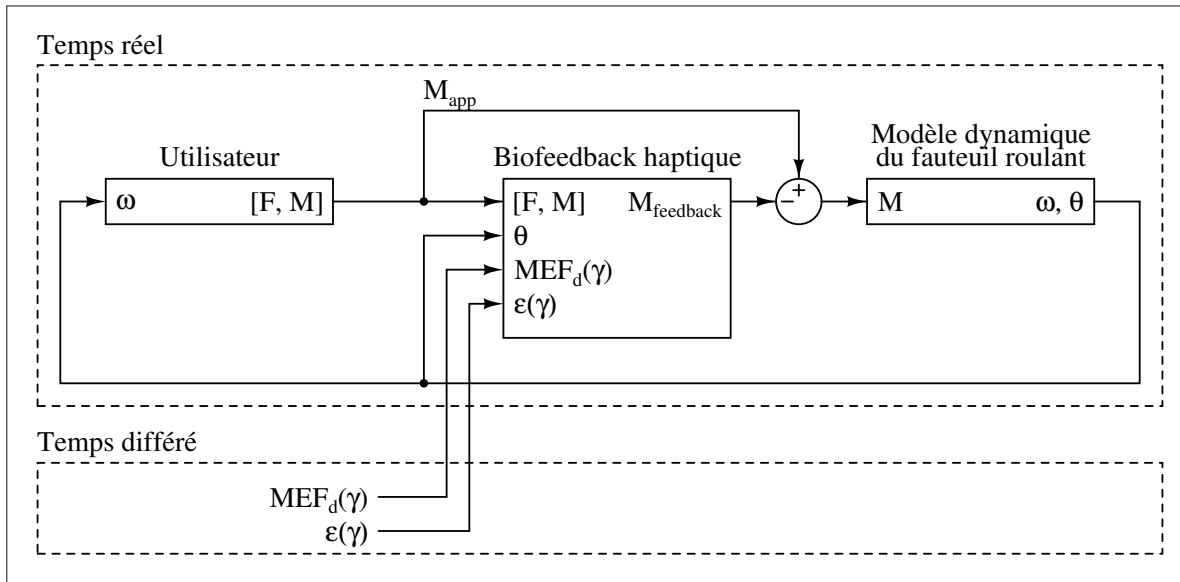


Figure 7.7 Biofeedback et dynamique inverse : solution 1, où le biofeedback haptique est configuré en temps différé

Avec cette première solution, on doit faire autant de périodes d'entraînement (étape 3) que d'itérations, ce qui pourrait s'avérer long et exigeant pour le sujet. Ainsi, une solution où le biofeedback serait basé directement sur les forces et moments à l'épaule serait avantageuse.

La figure 7.8 montre le schéma-bloc d'une telle solution non-itérative, où les paramètres du biofeedback haptique seraient directement les parcours désirés des forces intra-articulaires et des moments articulaires à l'épaule. La dynamique inverse serait calculée en temps réel, basée sur la cinématique et la cinétique instantanée. Le bloc de biofeedback haptique créerait ainsi des moments M_{feedback} basés non pas sur la conformité à un patron de MEF, mais plutôt sur la conformité des forces et des moments à l'épaule $[F, M]_{\text{épaule}}$ au parcours désirés $[F_d(\gamma), M_d(\gamma)]_{\text{épaule}}$.

Or, bien que cette deuxième solution soit très intéressante, des problèmes pratiques risquent d'empêcher sa réalisation. En effet, le calcul de dynamique inverse est basé sur l'accélération des marqueurs, laquelle est issue d'une double dérivation de leur position. Or, l'opération de dérivation amplifie significativement le bruit et nécessite donc un filtrage. Le délai causé par

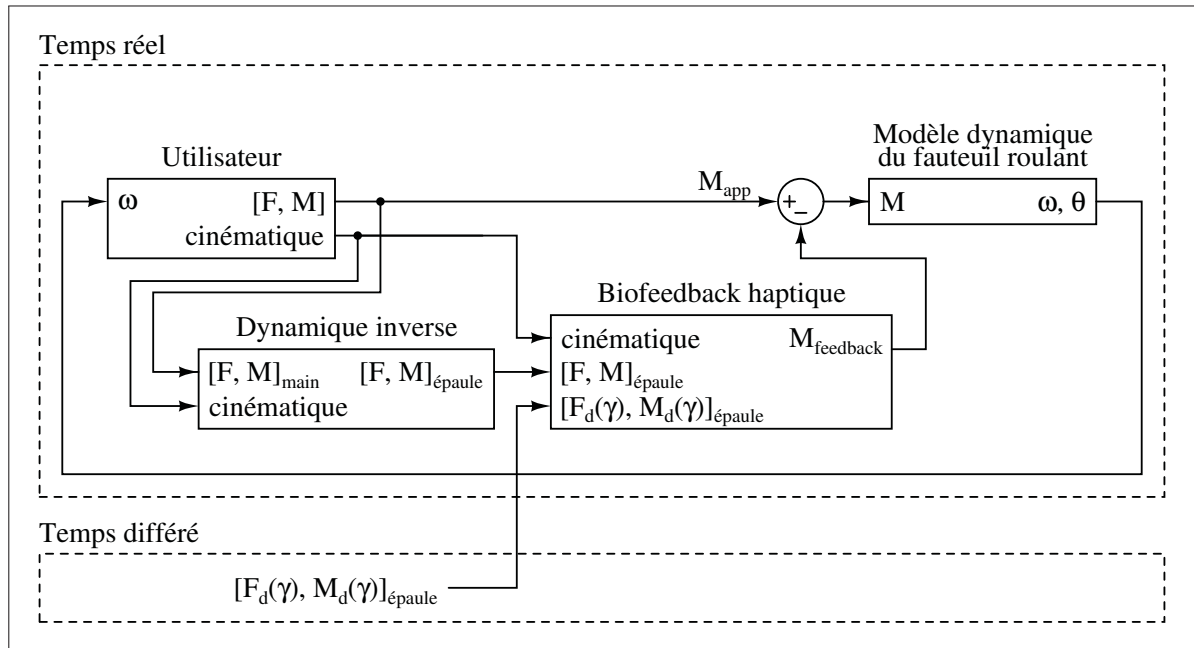


Figure 7.8 Biofeedback et dynamique inverse : solution 2, où le biofeedback haptique est directement déterminé par la dynamique inverse calculée en temps réel

ce filtrage risque de ne pas être négligeable, ce qui causerait alors des problèmes au niveau du biofeedback en temps réel.

Une troisième solution, présentée à la figure 7.9 et qui est réalisable concrètement, consiste à combiner les solutions 1 et 2 à l'aide de deux boucles imbriquées. Le biofeedback haptique serait généré en temps réel à partir des paramètres de biofeedback $MEF_d(\gamma)$ et $\varepsilon(\gamma)$, exactement comme pour la solution 1. Or, ces paramètres de biofeedback ne seraient plus déterminés en temps différé, mais plutôt par une autre boucle qui serait exécutée plus lentement, sur un système qui n'aurait pas besoin d'être temps réel. Cette boucle enregistrerait une ou plusieurs poussées complètes pour lesquelles les parcours de forces et moments à l'épaule $[F(\gamma), M(\gamma)]_{\text{épaule}}$ seraient estimés par dynamique inverse. Ceux-ci seraient comparés avec des parcours de forces et moments désirés $[F_d(\gamma), M_d(\gamma)]_{\text{épaule}}$, et de nouveaux paramètres de biofeedback seraient graduellement sélectionnés sous le critère de minimisation de cet écart. Bien entendu, la détermination de tels nouveaux paramètres de biofeedback constitue un problème de recherche en soi. Toutefois, une telle architecture vaut la peine d'être étudiée, puisque le

critère de minimisation ne serait plus le parcours de MEF, mais bien directement les forces et les moments à l'épaule, qui sont directement reliés au risque de blessure à long terme.

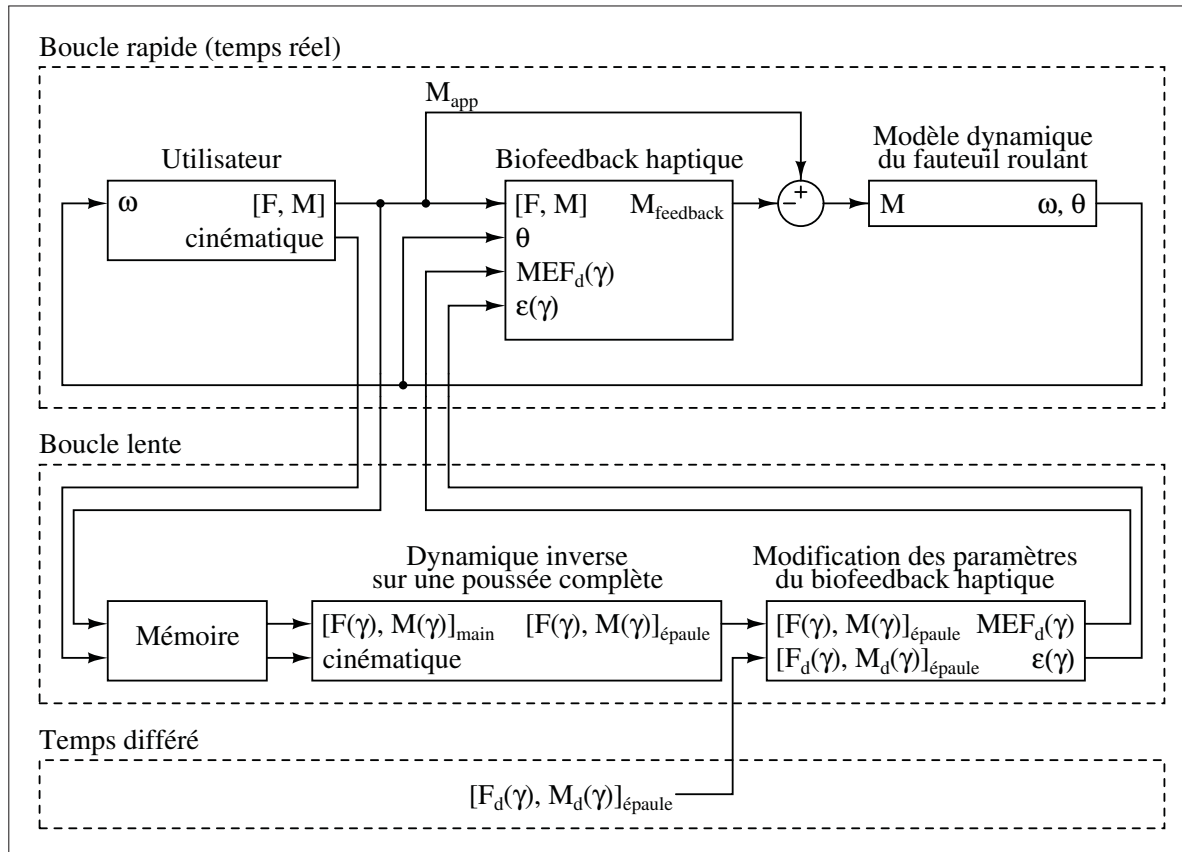


Figure 7.9 Biofeedback et dynamique inverse : solution 3, où le biofeedback haptique est continuellement ajusté par une boucle lente

CONCLUSION

Presque la moitié des utilisateurs réguliers de fauteuil roulant manuel vont, un jour ou l'autre, développer de la douleur chronique à l'épaule, causée indirectement par la fatigue des muscles stabilisateurs de la coiffe des rotateurs. En utilisant une technique de propulsion plus efficace mécaniquement, on réduirait le nombre de poussée pour réaliser un même déplacement. Ainsi, les muscles stabilisateurs se fatigueraient moins, du moins dans la mesure où la nouvelle technique de propulsion n'augmente pas elle-même la charge à l'épaule. Des travaux récents du laboratoire de recherche en imagerie et orthopédie (LIO) à l'École de technologie supérieure (ÉTS) ont permis d'observer, par simulation, qu'il serait effectivement possible d'augmenter légèrement l'efficacité de la propulsion sans que cette augmentation ne s'accompagne d'une hausse de la charge à l'épaule. Ces résultats n'ont toutefois pas été vérifiés expérimentalement, puisqu'il est difficile de modifier le parcours de direction des forces appliquées sur les mains courantes par un utilisateur. Cette thèse consistait en le développement d'un simulateur de propulsion en fauteuil roulant permettant de fournir un biofeedback haptique à l'utilisateur de façon à rediriger son parcours de direction de forces vers un parcours prédéterminé.

La première contribution de ce travail consiste en un estimateur de l'orientation des roues avant, qui est nécessaire à l'élaboration d'un modèle dynamique du fauteuil roulant à simuler. Cet estimateur permet en effet de déterminer l'orientation des forces de résistance au roulement dues aux roues avant. L'estimateur a été validé sur trois types de sol, avec cinq différentes forces normales entre les roues avant et le sol. Sa précision est de $\pm 5^\circ$ à $\pm 8^\circ$ en fonction de la trajectoire du fauteuil.

La deuxième contribution consiste en l'élaboration d'un modèle dynamique du fauteuil ainsi que d'une technique d'identification de ses paramètres : la masse du système fauteuil-utilisateur, son moment d'inertie vertical, et la résistance due au roulement. Ce modèle a été validé avec 10 sujets sains propulsant un fauteuil roulant sur un parcours contrôlé constitué de lignes droites et de courbes. Pour la propulsion en ligne droite, ce modèle est équivalent au modèle d'un ergomètre à rouleaux standard. Toutefois, sur les courbes, ce nouveau modèle estime la vitesse

des roues arrière avec près du double de la précision du modèle d'un ergomètre à rouleaux standard.

La troisième contribution consiste en la réalisation du premier ergomètre de propulsion en fauteuil roulant basé sur un contrôle de moteurs par admittance. Cet ergomètre, dont la vitesse des roues arrière est déterminée par le modèle dynamique décrit précédemment, est actuellement le seul ergomètre à pouvoir reproduire le comportement d'un fauteuil roulant propulsé sur des parcours courbés. La vitesse des roues arrière est contrôlée de façon à répliquer les vitesses déterminées par le modèle dynamique avec une erreur RMS de moins de 0.9 %. De plus, comme tout le comportement dynamique de l'ergomètre est déterminé de façon logicielle, les futures améliorations au modèle dynamique du fauteuil roulant pourront être directement reproduites par l'ergomètre.

Finalement, la quatrième contribution consiste en la réalisation du premier ergomètre de propulsion en fauteuil roulant permettant de générer du biofeedback haptique, de façon à modifier le parcours de direction des forces appliquées par l'utilisateur. Ce dernier ressent instantanément une plus grande résistance si son patron de direction de forces ne correspond pas au patron demandé. Une étude préliminaire sur un sujet pilote a permis avec succès de modifier son patron de propulsion de façon à le rendre plus efficace de 10 %.

Suite à ce travail, nous émettons les recommandations suivantes : premièrement, l'étude préliminaire sur le biofeedback haptique, réalisée au chapitre 6, devrait servir de point de départ à une étude sur plus de sujets, incluant des sujets blessés médullaires. Ceci permettra de vérifier si ces améliorations sont reproductibles et si le biofeedback haptique est suffisant pour modifier le patron de propulsion d'utilisateurs qui ont depuis longtemps choisi leur propre façon de propulser. En deuxième temps, comme le patron de propulsion idéal n'est toujours pas connu, nous recommandons d'approfondir l'idée d'estimer la charge à l'épaule en temps réel de façon à modifier graduellement les paramètres du biofeedback haptique, et ainsi s'assurer que le nouveau patron de propulsion ne s'accompagne pas d'une augmentation de la charge à l'épaule.

En rétrospective, la portée de l'ergomètre présenté dans cette thèse est plus grande que la génération de biofeedback haptique. En effet, il s'agit d'une plateforme robotique modulable : d'autres modèles dynamiques du fauteuil roulant pourront être élaborés et programmés, de façon à simuler des conditions de propulsion variées tels la traversée de rampes et de dévers. Pour simuler de telles conditions, un système d'immersion visuelle pourrait être envisagé afin de mieux situer l'utilisateur dans son environnement virtuel. On comprend que cet ergomètre ouvre la voie à une grande exploration, et on peut croire que les projets qui en découleront apporteront des contributions importantes à la recherche sur la propulsion en fauteuil roulant manuel.

BIBLIOGRAPHIE

- Abdossalami, A. et S. Sirouspour. 2008. « Adaptive control of haptic interaction with impedance and admittance type virtual environments ». *Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environments and Teleoperator Systems*, p. 145–152.
- Adams, R. et B. Hannaford. 2002. « Control law design for haptic interfaces to virtual reality ». *IEEE Trans Control Syst Technol*, 10(1), p. 3–13.
- Asahara, S. et S. Yamamoto. 2007. « A method for the determination of center of gravity during manual wheelchair propulsion in different axle positions ». *J Phys Ther Sci*, 19(1), p. 57–63.
- Asato, K., R. A. Cooper, R. Robertson, et J. Ster. 1993. « SMART Wheels : development and testing of a system formeasuring manual wheelchair propulsion dynamics ». *IEEE Trans Biomed Eng*, 40(12), p. 1320–1324.
- Bayle, B., J. Fourquet, et M. Renaud. 2003. « Manipulability of wheeled mobile manipulators : Application to motion generation ». *Int J Robotics Research*, 22(7), p. 565–582.
- Bayley, J. C., T. P. Cochran, et C. B. Sledge. 1987. « The weight-bearing shoulder. The impingement syndrome in paraplegics. ». *J Bone Joint Surg Am*, 69(5), p. 676–678.
- Boninger, M. L., R. A. Cooper, R. Robertson, et S. Shimada. 1997. « Three-dimensional pushrim forces during two speeds of wheelchair propulsion ». *Am J Phys Med Rehab*, 76(5), p. 420–6.
- Boninger, M. L., A. L. Souza, R. A. Cooper, S. G. Fitzgerald, A. M. Koontz, et B. T. Fay. 2002. « Propulsion patterns and pushrim biomechanics in manual wheelchair propulsion ». *Arch Phys Med Rehabil*, 83(5), p. 718–723.
- Boninger, M. L., B. E. Dicianno, R. A. Cooper, J. D. Towers, A. M. Koontz, et A. L. Souza. 2003. « Shoulder magnetic resonance imaging abnormalities, wheelchair propulsion, and gender ». *Arch Phys Med Rehabil*, 84(11), p. 1615–1620.
- Boukhelif, M. 2007. « Développement d'un appareillage embarqué pour le monitoring des forces et moments de réaction pour le système de mesure "SmartWheel" durant la propulsion manuelle en fauteuil roulant ». Mémoire de maîtrise, École de technologie supérieure.
- Brancati, R., R. Russo, et S. Savino. 2010. « Method and equipment for inertia parameter identification ». *Mech Syst Signal Pr*, 24(1), p. 29–40.
- Brault, M. W. 2008. « Americans with disabilities : 2005 ». *Current Population Reports, US Census Bureau*, 70(117).
- Bregman, D., S. v. Drongelen, et H. Veeger. 2009. « Is effective force application in handrim wheelchair propulsion also efficient ? ». *Clin Biomech*, 24(1), p. 13 – 19.

- Chénier, F. 2011a. « Ergomètre de propulsion en fauteuil roulant manuel : Manuel d'utilisation ». Document interne, Laboratoire de recherche en imagerie et orthopédie (LIO), École de technologie supérieure (ÉTS).
- Chénier, F. 2011b. « Ergomètre de propulsion en fauteuil roulant manuel avec biofeedback visuel et haptique : Spécifications techniques ». Document interne, Laboratoire de recherche en imagerie et orthopédie (LIO), École de technologie supérieure (ÉTS).
- Chénier, F. 2011c. « Ergomètre de propulsion en fauteuil roulant manuel avec biofeedback visuel et haptique : Méthode d'estimation des paramètres du modèle WSC ». Document interne, Laboratoire de recherche en imagerie et orthopédie (LIO), École de technologie supérieure (ÉTS).
- Chénier, F., P. Bigras, et R. Aissaoui. 2009. « Estimating the Caster Wheels' Orientation of a Manual Wheelchair during Level Ground Propulsion ». *4th International State-of-the-art Congress "Rehabilitation : Mobility, Exercise and Sports"*.
- Chénier, F., P. Bigras, et R. Aissaoui. 2011a. « An Orientation Estimator for the Wheelchair's Caster Wheels ». *IEEE Trans Control Syst Technol*, 19(6), p. 1317–1326.
- Chénier, F., P. Bigras, et R. Aissaoui. 2011b. « A new dynamic model of the manual wheelchair for straight and curvilinear propulsion ». *Proc of the 12th International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR)*, p. 1-5.
- Chénier, F., P. Bigras, et R. Aissaoui. 2011c. « A new dynamic model of the wheelchair propelled on straight and curvilinear level-ground paths ». *J Dynamic Syst Meas Control (under review)*.
- Chénier, F., P. Bigras, et R. Aissaoui. 2011d. « A new wheelchair ergometer designed as an admittance-controlled haptic robot ». *IEEE/ASME Trans Mechatronics (under review)*.
- Chesney, D. et P. W. Axelson. 1996. « Preliminary test method for the determination of surface firmness [wheelchair propulsion] ». *IEEE Trans Rehabil Eng*, 4(3), p. 182 – 7.
- Coelho, P. et U. Nunes. 2005. « Path-following control of mobile robots in presence of uncertainties ». *IEEE Trans Robotics*, 21(2), p. 252–261.
- Coleman, H. et W. Steele, 1999. *Experimentation and uncertainty analysis for engineers*. Wiley-Interscience.
- Consortium for Spinal Cord Medicine. 2005. « Preservation of upper limb function following spinal cord injury : a clinical practice guideline for health-care professionals. ». *J Spinal Cord Med*, 28(5), p. 434–470.
- Cooper, R. A. 1997. « Methods for determining three-dimensional wheelchair pushrim forces and moments : A technical note ». *J Rehabil Res Dev*, 34(2), p. 162–170.

- Cooper, R. A., C. P. DiGiovine, M. L. Boninger, S. D. Shimada, A. M. Koontz, et M. A. Baldwin. 2002. « Filter frequency selection for manual wheelchair biomechanics ». *J Rehabil Res Dev*, 39(3), p. 323 – 336.
- Cooper, R. A., E. E. Teodorski, M. L. Spornier, et D. M. Collins. 2011. « Manual Wheelchair Propulsion Over Cross-Sloped Surfaces : A Literature Review ». *Assistive Technology*, 23(1), p. 42–51.
- Cowan, R. E., M. L. Boninger, B. J. Sawatzky, B. D. Mazoyer, et R. A. Cooper. 2008. « Preliminary outcomes of the SmartWheel Users' Group database : a proposed framework for clinicians to objectively evaluate manual wheelchair propulsion. ». *Arch Phys Med Rehabil*, 89(2), p. 260–268.
- Craig, J., 1989. *Introduction to Robotics : Mechanics and Control*. Prentice Hall.
- Curtis, K. A., G. A. Drysdale, R. D. Lanza, M. Kolber, R. S. Vitolo, et R. West. 1999. « Shoulder pain in wheelchair users with tetraplegia and paraplegia. ». *Arch Phys Med Rehabil*, 80(4), p. 453–457.
- Dabonneville, M., P. Kauffmann, P. Vaslin, N. Saint-Remy, Y. Couétard, et M. Cid. 2005. « A self-contained wireless wheelchair ergometer designed for biomechanical measures in real life conditions ». *Technol Disabil*, 17(2), p. 63–76.
- de Groot, K., H. Hollingsworth, et K. Morgan. 2009. « The influence of verbal training and visual feedback on manual wheelchair propulsion ». *Disabil Rehabil : Assistive Technology*, 4(2), p. 86–94.
- de Groot, S., H. Veeger, A. Hollander, et L. van der Woude. 2002. « Consequence of feedback-based learning of an effective hand rim wheelchair force production on mechanical efficiency ». *Clin Biomech*, 17(3), p. 219–226.
- De Groot, S., D. H. E. J. Veeger, A. P. Hollander, et L. H. V. Van der Woude. 2002. « Wheelchair propulsion technique and mechanical efficiency after 3 wk of practice ». *Med Sci Sports Exerc*, 34(5), p. 756–766.
- De La Cruz, C., T. Bastos, et R. Carelli. 2010. « Adaptive motion control law of a robotic wheelchair ». *Control Eng Pract*, 19, p. 113–125.
- de Saint Remy, N., P. Vaslin, M. Dabonneville, L. Martel, et A. Gavand. 2003. « Dynamics of manual wheelchair locomotion : influences of the level and the fore-and-aft distribution of the total mass on the resultant braking force ». *Science & Sports*, 18(3), p. 141–149.
- de Saint Rémy, N. 2005. *Modélisation et détermination des paramètres biomécaniques de la locomotion en fauteuil roulant manuel*. Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal.
- Desroches, G. 2008. *Évaluation des contraintes à l'épaule lors de la propulsion manuelle en fauteuil roulant chez une population âgée*. Thèse de doctorat, École de Technologie Supérieure.

- Desroches, G., R. Aissaoui, et D. Bourbonnais. 2008. « The effect of resultant force at the push-rim on shoulder kinetics during manual wheelchair propulsion : a simulation study ». *IEEE Trans Biomed Eng*, 55(4), p. 1423–1431.
- Devillard, X., P. Calmels, B. Sauvignet, A. Belli, C. Denis, C. Simard, et V. Gautheron. 2001. « Validation of a new ergometer adapted to all types of manual wheelchair ». *Eur J Appl Physiol*, 85(5), p. 479–485.
- DiGiovine, C. P., R. A. Cooper, et M. Dvornak. 1997. « Modeling and analysis of a manual wheelchair coast down protocol ». *Proc of the 19th IEEE-EMBS Annual Conference*, volume 5, p. 1888-1891.
- DiGiovine, C. P., R. A. Cooper, et M. L. Boninger. 2001. « Dynamic calibration of a wheelchair dynamometer ». *J Rehabil Res Dev*, 38(1), p. 41–55.
- Ding, D., R. A. Cooper, S. Guo, et T. A. Corfman. 2004. « Analysis of driving backward in an electric-powered wheelchair ». *IEEE Trans Control Syst Technol*, 12(6), p. 934 – 943.
- Dionyssiotis, Y., K. Petropoulou, C. Rapidi, P. Papagelopoulos, N. Papaioannou, A. Galanos, et P. Papadaki. 2008. « Body composition in paraplegic men ». *J Clin Densitom*, 11(3), p. 437–443.
- Eicholtz, M. 2010. *Design and analysis of an inertial properties measurement device for manual wheelchairs*. Thèse de doctorat, Georgia Institute of Technology.
- Ellis, R., O. Ismaeil, et M. Lipsett. 1996. « Design and Evaluation of a High-Performance Haptic Interface ». *Robotica*, 14, p. 321–327.
- Faupin, A., P. Gorce, et A. Thevenon. 2008. « A wheelchair ergometer adaptable to the rear-wheel camber ». *Int J Ind Ergon*, 38(7-8), p. 601–607.
- Felzer, T. et R. Nordmann. 2007. « Alternative wheelchair control ». *Proc of the 1st International IEEE-BAIS Symposium on Research on Assistive Technologies*, volume 7, p. 67–74.
- Finley, M., E. Rasch, R. Keyser, et M. Rodgers. 2004. « The biomechanics of wheelchair propulsion in individuals with and without upper-limb impairment ». *J Rehabil Res Dev*, 41(3B), p. 385–394.
- Finley, M. A. et M. M. Rodgers. 2004. « Prevalence and identification of shoulder pathology in athletic and nonathletic wheelchair users with shoulder pain : A pilot study. ». *J Rehabil Res Dev*, 41(3B), p. 395–402.
- Fisher, R., J. Bennett, et F. Yates, 1990. *Statistical methods, experimental design, and scientific inference*, volume 1. Oxford University Press, Oxford.

- Fitzgerald, S., R. A. Cooper, E. Zipfel, D. Spaeth, J. Puhlman, A. Kelleher, R. A. Cooper, et S. Guo. 2006. « The development and preliminary evaluation of a training device for wheelchair users : the GAME Wheels system ». *Disabil Rehabil : Assistive Technology*, 1(1), p. 129–139.
- Frank, T. et E. W. Abel. 1991. « Drag forces in wheelchairs ». *Ergonomics of manual wheelchair propulsion : state of art*, p. 255–67.
- Gentile, A., A. Messina, et A. Trentadue. 1996. « Dynamic behaviour of a mobile robot vehicle with a two caster and two driving wheel configuration ». *Vehicle System Dynamics*, 25(2), p. 89–112.
- Griffiths, I., J. Watkins, et D. Sharpe. 2005. « Measuring the moment of inertia of the human body by a rotating platform method ». *Am J Phys*, 73, p. 85–93.
- Guo, L.-Y., F.-C. Su, H.-W. Wu, et K.-N. An. 2003. « Mechanical energy and power flow of the upper extremity in manual wheelchair propulsion. ». *Clin Biomech*, 18(2), p. 106–114.
- Harrison, C., M. Grant, et B. Conway. 2004. « Haptic Interfaces for Wheelchair Navigation in the Built Environment ». *Presence : Teleoperators and Virtual Environments*, 13(5), p. 520–534.
- Hoffman, M., G. Millet, A. Hoch, et R. Candau. 2003. « Assessment of wheelchair drag resistance using a coasting deceleration technique ». *Am J Phys Med Rehab*, 82(11), p. 880–889.
- Hogan, N., H. Krebs, J. Charnnarong, P. Srikrishna, et A. Sharon. 1992. « MIT-MANUS : a workstation for manual therapy and training. I ». *Proc of the IEEE International Workshop on Robot and Human Communication*, p. 161–165. IEEE.
- Johnson, B. W. et J. H. Aylor. 1985. « Dynamic modeling of an electric wheelchair ». *IEEE Trans Industry Applicat*, IA-21(5), p. 1284 – 1293.
- Kauzlarich, J., T. Bruning III, et J. Thacker. 2000. « Wheelchair caster shimmy II : Damping ». *J Rehabil Res Dev*, 37(3), p. 305–313.
- Khalil, W. et E. Dombre, 1999. *Modeling, identification and control of robots*, chapter 12. Hermes.
- Koontz, A. M., R. A. Cooper, M. L. Boninger, A. L. Souza, et B. T. Fay. 2002. « Shoulder kinematics and kinetics during two speeds of wheelchair propulsion. ». *J Rehabil Res Dev*, 39(6), p. 635–649.
- Koontz, A. M., R. A. Cooper, M. L. Boninger, Y. Yang, B. G. Impink, et L. H. V. van der Woude. 2005. « A kinetic analysis of manual wheelchair propulsion during start-up on select indoor and outdoor surfaces. ». *J Rehabil Res Dev*, 42(4), p. 447–458.

- Koontz, A. M., Y. Yang, R. Price, M. L. Tolerico, C. P. Digiovine, S. A. Sisto, R. A. Cooper, et M. L. Boninger. 2007. « Multisite comparison of wheelchair propulsion kinetics in persons with paraplegia. ». *J Rehabil Res Dev*, 44(3), p. 449–458.
- Kotajarvi, B. R., J. R. Basford, K.-N. An, D. A. Morrow, et K. R. Kaufman. 2006. « The effect of visual biofeedback on the propulsion effectiveness of experienced wheelchair users. ». *Arch Phys Med Rehabil*, 87(4), p. 510–515.
- Krebs, H., N. Hogan, M. Aisen, et B. Volpe. 1998. « Robot-aided neurorehabilitation ». *IEEE Trans Rehabil Eng*, 6(1), p. 75.
- Kwarciak, A., M. Yarossi, A. Ramanujam, T. Dyson-Hudson, et S. Sisto. 2009. « Evaluation of wheelchair tire rolling resistance using dynamometer-based coast-down tests ». *J Rehabil Res Dev*, 46(7), p. 931–938.
- Lam, W. 2002. *Biomechanics of upper extremities during manual wheelchair maneuvers*. Thèse de doctorat, The Hong Kong Polytechnic University.
- Langbein, W., C. Robinson, L. Kynast, et L. Fehr. 1993. « Calibration of a new wheelchair ergometer : the wheelchair aerobicfitness trainer ». *IEEE Trans Neur Syst Rehabil Eng*, 1(1), p. 49–58.
- Lin, H., F. Su, H. Wu, et K. An. 2004. « Muscle forces analysis in the shoulder mechanism during wheelchair propulsion ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part H : Journal of Engineering in Medicine*, 218(4), p. 213.
- Liyun, G., K. Andrew M, R. Russell, S. Nilanjan, R. W Mark, et al. 2011. « Validation of a Biofeedback System for Wheelchair Propulsion Training ». *Rehabilitation Research and Practice*, 2011.
- Luinge, H. et P. Veltink. 2005. « Measuring orientation of human body segments using miniature gyroscopes and accelerometers ». *Med Biol Eng Comput*, 43(2), p. 273–282.
- Lum, P., C. Burgar, et P. Shor. 2004. « Evidence for improved muscle activation patterns after retraining of reaching movements with the MIME robotic system in subjects with post-stroke hemiparesis ». *IEEE Trans Neur Syst Rehabil Eng*, 12(2), p. 186–194.
- Lum, P., C. Burgar, M. Van Der Loos, P. Shor, M. Majmundar, et R. Yap. 2006. « MIME robotic device for upper-limb neurorehabilitation in subacute stroke subjects : A follow-up study ». *J Rehabil Res Dev*, 43(5), p. 631.
- Luo, J., K. Ying, P. He, et J. Bai. 2005. « Properties of Savitzky-Golay digital differentiators ». *Digital Signal Processing*, 15(2), p. 122–136.
- Marieb, E. M., 2004. *Human Anatomy and Physiology*. 6th edition. Pearson Education, Inc.
- Martin, X., N. Tordi, M. Bougenot, et J. Rouillon. 2002. « Critical analysis of apparatus and evaluation methods for determination of physical capacity of spinal cord injured people using wheelchair ». *Science & Sports*, 17(5), p. 209–219.

- Médical-Développement. 2004a. « VPHandisport Brochure - Training and analysis of the power developed while using a wheelchair ». Z.I. Sud, rue B. Fourneyron, 42160 ANDREZIEUX-BOUTHEON/France, Email : medical@hef.fr.
- Médical-Développement. 2004b. « VP100 Rehabilitation - Training and analysis of the power developed while using a wheelchair ». Z.I. Sud, rue B. Fourneyron, 42160 ANDREZIEUX-BOUTHEON/France, Email : medical@hef.fr.
- Mercer, J. L., M. Boninger, A. Koontz, D. Ren, T. Dyson-Hudson, et R. Cooper. 2006. « Shoulder joint kinetics and pathology in manual wheelchair users. ». *Clin Biomech*, 21(8), p. 781–789.
- Miyata, J., Y. Kaida, et T. Murakami. 2008. « $v-\dot{\phi}$ -Coordinate-Based Power-Assist Control of Electric Wheelchair for a Caregiver ». *IEEE Trans Industrial Electronics*, 55(6), p. 2517–2524.
- Mulroy, S., J. Gronley, C. Newsam, et J. Perry. 1996. « Electromyographic activity of shoulder muscles during wheelchair propulsion by paraplegic persons ». *Arch Phys Med Rehabil*, 77(2), p. 187–193.
- Niesing, R., F. Eijskoot, R. Kranse, A. den Ouden, J. Storm, H. Veeger, L. van der Woude, et C. Snijders. 1990. « Computer-controlled wheelchair ergometer ». *Med Biol Eng Comput*, 28(4), p. 329–338.
- Ogata, K., 1996. *Modern control engineering*. Prentice-Hall, Inc. Upper Saddle River, NJ, USA.
- Peer, A. et M. Buss. 2008. « A new admittance-type haptic interface for bimanual manipulations ». *IEEE/ASME Trans Mechatronics*, 13(4), p. 416–428.
- Prange, G. B., M. J. A. Jannink, C. G. M. Groothuis-Oudshoorn, H. J. Hermens, et M. J. Ijzerman. 2006. « Systematic review of the effect of robot-aided therapy on recovery of the hemiparetic arm after stroke. ». *J Rehabil Res Dev*, 43(2), p. 171–184.
- Rice, I., D. Gagnon, J. Gallagher, et M. Boninger. 2010. « Hand Rim Wheelchair Propulsion Training Using Biomechanical Real-Time Visual Feedback Based on Motor Learning Theory Principles ». *J Spinal Cord Med*.
- Richter, W., A. Kwarciak, L. Guo, et J. Turner. 2011. « Effects of single-variable biofeedback on wheelchair handrim biomechanics ». *Arch Phys Med Rehabil*, 92(4), p. 572–577.
- Riener, R., T. Nef, et G. Colombo. 2005. « Robot-aided neurorehabilitation of the upper extremities ». *Med Biol Eng Comput*, 43(1), p. 2–10.
- Rozendaal, L. A., H. E. J. Veeger, et L. H. V. van der Woude. 2003 Feb. « The push force pattern in manual wheelchair propulsion as a balance between cost and effect. ». *J Biomech*, 36(2), p. 239–247.

- Ryu, J., C. Preusche, B. Hannaford, et G. Hirzinger. 2005. « Time domain passivity control with reference energy following ». *IEEE Trans Control Syst Technol*, 13(5), p. 737–742.
- Sabick, M., K. Zhao, et K.-N. An. 2001. « A comparison of methods to compute the point of force application in handrim wheelchair propulsion : A technical note ». *J Rehabil Res Dev*, 38(1), p. 57–68.
- Samuelsson, K. A. M., H. Tropp, et B. Gerdle. 2004. « Shoulder pain and its consequences in paraplegic spinal cord-injured, wheelchair users ». *Spinal Cord*, 42(1), p. 41–46.
- Sanderson, D. et H. Sommer III. 1985. « Kinematic features of wheelchair propulsion ». *J Biomech*, 18(6), p. 423–429.
- Sasaki, M., T. Kimura, K. Matsuo, G. Obinata, T. Iwami, K. Miyawaki, et K. Kiguchi. 2008. « Simulator for Optimal Wheelchair Design ». *J Robotics and Mechatronics*, 20(6), p. 854–862.
- Sauret, C., P. Vaslin, M. Dabonneville, et M. Cid. 2008. « Drag force mechanical power during an actual propulsion cycle on a manual wheelchair ». *Ingénierie et recherche biomédicale (IRBM)*, p. 3-9.
- Sauret, C., Y. Couetard, et P. Vaslin. 2011. « Dynamic calibration of a wheelchair six-component wheel dynamometer rolling on the floor ». *Comput Meth Biomech Biomed Eng*, 14(sup1), p. 67–69.
- Shimada, S. D., R. N. Robertson, M. L. Boninger, et R. A. Cooper. 1998. « Kinematic characterization of wheelchair propulsion. ». *J Rehabil Res Dev*, 35(2), p. 210–218.
- Shimada, S., R. A. Cooper, B. Lawrence, et R. Robertson. 1995. « Computer controlled wheelchair dynamometer ». *Proc of the 17th IEEE-EMBS Annual Conference*, volume 2.
- Shung, J., G. Stout, M. Tomizuka, et D. Auslander. 1983. « Dynamic modeling of a wheelchair on a slope ». *J Dynamic Syst Meas Control*, 105, p. 101–106.
- Slotine, J., W. Li, et al., 1991. *Applied nonlinear control*, volume 66. Prentice Hall.
- Soyer, G. 1993. *Automatisation d'un procédé pour la mesure des efforts engendrés par l'utilisation d'un véhicule pour handicapés physiques*. Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine.
- Subbarao, J., J. Klopstein, et R. Turpin. 1995. « Prevalence and impact of wrist and shoulder pain in patients with spinal cord injury. ». *The journal of spinal cord medicine*, 18(1), p. 9.
- Tan, H., M. Srinivasan, B. Eberman, et B. Cheng. 1994. « Human factors for the design of force-reflecting haptic interfaces ». *Dynamic Systems and Control*, 55(1), p. 353–359.

- Tolerico, M., D. Ding, R. A. Cooper, D. Spaeth, S. Fitzgerald, R. A. Cooper, A. Kelleher, et M. L. Boninger. 2007. « Assessing mobility characteristics and activity levels of manual wheelchair users ». *J Rehabil Res Dev*, 44(4), p. 561.
- van der Woude, L., H. Veeger, A. J. Dallmeijer, T. Janssen, et L. Rozendaal. 2001. « Biomechanics and physiology in active manual wheelchair propulsion ». *Med Eng Phys*, 23(10), p. 713–733.
- van der Woude, L., C. Geurts, H. Winkelman, et H. Veeger. 2003. « Measurement of wheelchair rolling resistance with a handle bar push technique ». *J Med Eng Technol*, 27(6), p. 249–258.
- Vanlandewijck, Y., D. Theisen, et D. Daly. 2001. « Wheelchair propulsion biomechanics : implications for wheelchair sports. ». *Sports Med*, 31(5), p. 339–367.
- VanSickle, D. P., R. A. Cooper, M. L. Boninger, R. N. Robertson, et S. D. Shimada. 1998. « A unified method for calculating the center of pressure during wheelchair propulsion. ». *Ann Biomed Eng*, 26(2), p. 328–336.
- VanSickle, D., R. A. Cooper, J. Gonzalez, et M. L. Boninger. Oct-2 Nov 1997. « SMARTHUB and SMARTCASTOR : force and moment sensing wheelchair wheels ». *Proc of the 19th IEEE-EMBS Annual Conference*, volume 4, p. 1871-1874.
- Vas, P., 1993. *Parameter estimation, condition monitoring, and diagnosis of electrical machines*. Oxford University Press, USA.
- Veeger, H. 1999. « Biomechanics of manual wheelchair propulsion ». *Biomedical Aspects of Manual Wheelchair Propulsion : The State of the ART II*. Amsterdam, IOS Press.
- Veeger, H., L. van der Woude, et R. Rozendal. 1991. « Load on the upper extremity in manual wheelchair propulsion ». *J Electromyogr Kinesiol*, 1(4), p. 270–80.
- Veeger, H., E. Lute, K. Roeleveld, et L. van der Woude. 1992. « Differences in performance between trained and untrained subjects during a 30-s sprint test in a wheelchair ergometer ». *Eur J Appl Physiol Occup Physiol*, 64(2), p. 158–164.
- Wang, H., G. Grindle, S. Connor, et R. A. Cooper. 2007. « An experimental method for measuring the moment of inertia of an electric power wheelchair ». *Engineering in Medicine and Biology Society, 2007. EMBS 2007. 29th Annual International Conference of the IEEE*, p. 4798–4801.
- Wang, H., B. Salatin, G. Grindle, D. Ding, et R. Cooper. 2009. « Real-time model based electrical powered wheelchair control ». *Med Eng Phys*, 31(10), p. 1244–1254.
- Wu, H. W., L. J. Berglund, F. C. Su, B. Yu, A. Westreich, K. J. Kim, et K.-N. An. 1998. « An instrumented wheel for kinetic analysis of wheelchair propulsion. ». *J Biomech Eng*, 120(4), p. 533–535.

- Yamada, H. et T. Muto. 2004. « Using virtual reality to assess factors affecting shipboard accessibility for wheelchair users ». *Control Intell Syst*, 32(1), p. 52 – 7.
- Yamada, H., N. Bando, et T. Muto. 2003. « Hands-on Wheelchair Simulator using Hydraulic Motion Base. ». *Trans Japan Fluid Power Syst Soc*, 34(5), p. 112–117.
- Yao, F. 2007. *Measurement and Modeling of Wheelchair Propulsion Ability for People with Spinal Cord Injury*. Thèse de doctorat, University of Canterbury.
- Ye, Y., Y. Pan, Y. Gupta, et J. Ware. 2011. « A power-based time domain passivity control for haptic interfaces ». *IEEE Trans Control Syst Technol*, 19(4), p. 874–883.
- Yu, Q. et I. Chen. 2002. « A general approach to the dynamics of nonholonomic mobile manipulator systems ». *J Dynamic Syst Meas Control*, 124, p. 512.