Cinétique et énergétique de la propulsion en fauteuil roulant manuel

Christophe Sauret

▶ **To cite this version:**

Christophe Sauret. Cinétique et énergétique de la propulsion en fauteuil roulant manuel. Sciences de l'ingénieur [physics]. Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II, 2010. Français. NNT : . tel-00522091

HAL Id: tel-00522091

https://theses.hal.science/tel-00522091

Submitted on 29 Sep 2010

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

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

EDSPIC 481 N° d'ordre : D.U. 2025

ECOLE DOCTORALE
SCIENCES POUR L'INGENIEUR DE CLERMONT-FERRAND
UNIVERSITE BLAISE PASCAL

Laboratoire d'Informatique, de Modélisation et d'Optimisation des Systèmes
(L.I.M.O.S., UMR CNRS 6158)

Thèse

Présentée par

SAURET Christophe

Soutenue publiquement le 29 mars 2010

pour l'obtention du grade de :

DOCTEUR D'UNIVERSITE

Spécialité : Informatique (Biomécanique)

Cinétique et énergétique de la propulsion en fauteuil roulant manuel

Jury :

Pr Alain QUILLIOT (Président du jury), Université Clermont-Ferrand II ;
Pr. Mariano CID (Directeur de Thèse), Université Bordeaux I ;
M. Philippe VASLIN (Co-directeur), Université Blaise Pascal Clermont-Ferrand II ;
Pr. Laurence CHEZE (Rapporteur), Université Claude Bernard Lyon I ;
Pr. Philippe GORCE (Rapporteur), Université du Sud, Toulon-Var ;
Pr. François-Xavier LEPOUTRE (Rapporteur), Université de Valenciennes ;
Pr. François LAVASTE (Examinateur), Arts et Métiers ParisTech, Paris.

Remerciements

Il est d'usage d'entamer un manuscrit de thèse par les remerciements. Aussi, si un certain formalisme apparait dans l'écriture de ces quelques lignes, celles-ci restent l'occasion de mettre en lumière les personnes investies dans ce travail et d'exprimer toute ma gratitude envers celles et ceux qui m'ont soutenu au cours de ces dernières années.

Pour commencer, je souhaiterai remercier le professeur MARIANO CID d'avoir encadré cette thèse à distance avec son avis plus extérieur, critique et éclairant et avec une pensée particulière pour toutes ces longues réunions téléphoniques ! Je souhaiterai également associer à ces remerciements monsieur PHILIPPE VASLIN pour son encadrement quotidien, sa rigueur, ses compétences et son investissement dans ma formation et dans le suivi de ce travail.

Je souhaiterai ensuite remercier l'ensemble des membres du jury d'avoir accepté d'examiner et de rapporter, avec beaucoup de précision, cette thèse. Ainsi, mes remerciements vont, par ordre alphabétique, à :

- MARIANO CID, Professeur des Universités en Mécanique puis en Sciences et Techniques des Activités Physiques et Sportives à l'Université Bordeaux II, directeur de l'UFR STAPS de Bordeaux et chercheur au LMP[1] ;
- LAURENCE CHEZE, Professeur des Universités en Mécanique à l'Université Claude Bernard de Lyon et responsable de l'équipe de recherche Biomécanique & Orthopédie du LBMC[2] ;
- PHILIPPE GORCE, Maître de conférences en Mécanique puis Professeur des Universités en Sciences et Techniques des Activités Physiques et Sportives à l'Université du Sud Toulon-Var et directeur du Laboratoire HANDIBIO[3] ;

[1] LMP : Laboratoire de Mécanique Physique
[2] LBMC : Laboratoire de Biomécanique et de Mécanique des Chocs
[3] HANDIBIO : Laboratoire de BioModélisation et Ingénierie des Handicaps

- FRANÇOIS LAVASTE, Professeur émérite en Mécanique à l'Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers (Arts et Métiers Paristech) et ancien directeur du LBM[4] et du CERAH[5] ;
- FRANÇOIS-XAVIER LEPOUTRE, Professeur des Universités en Automatique à l'Université de Valenciennes et du Hainaut Cambresis, chercheur au LAMIH[6] et coordonateur du projet SACR-FRM[7] (ANR-06-TecSan-020) ;
- ALAIN QUILLIOT, Professeur des Universités en Informatique à l'Institut Supérieur d'Informatique, de Modélisation et de leurs Applications, directeur du LIMOS[8] ;
- PHILIPPE VASLIN, Maître de conférences en Sciences et Techniques des Activités Physiques et Sportives à l'université Blaise Pascal de Clermont-Ferrand, chercheur au LIMOS.

J'ai une pensée pour MICHEL DABONNEVILLE qui a initié et développé, avec PHILIPPE VASLIN, ce projet de recherche sur la locomotion en fauteuil roulant au laboratoire de la performance motrice puis au LIMOS.

Je voudrai également remercier LAURENCE CHEZE, RAPHAËL DUMAS et ALICE BONNEFOY pour l'accueil et la disponibilité au cours des expérimentations réalisées en collaboration avec le LBMC.

Merci aussi à PHILIPPE GORCE, FRANÇOIS LAVASTE et FRANÇOIS-XAVIER LEPOUTRE pour leur soutient et l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail tout au long de ces années.

Merci à Nicolas, Yoshi, Pascal et Alexandro pour le chemin effectué ensemble au laboratoire.

Merci à mes parents, à Juliette, … et tous ceux qui m'ont soutenu au cours de ces années.

---

[4] LBM : Laboratoire de BioMécanique
[5] CERAH : Centre d'Etude et de Recherche sur l'Appareillage des Handicapés, Institut National des Invalides
[6] LAMIH : Laboratoire d'Automatique, de Mécanique et d'Informatique industrielles et Humaines
[7] SACR-FRM : Système d'Aide au Choix et Réglages des Fauteuils Roulants Manuels
[8] LIMOS : Laboratoire d'Informatique, de Modélisation et d'Optimisation des Systèmes

Sommaire

SOMMAIRE 3

INTRODUCTION GENERALE 7

CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE 11

1. Les origines du fauteuil roulant 11
2. La problématique de la locomotion en FRM 15
3. Les outils d'évaluation de la locomotion en FRM 18
4. Les paramètres biomécaniques 38

CHAPITRE II : MODELE MECANIQUE 71

1. Définition des référentiels d'étude 71
2. Propriétés inertielles 76
3. Liaisons mécaniques 80
4. Cinématique 85
5. Dynamique 95
6. Cinétique 120
7. Energétique 125

CHAPITRE III : MATERIELS ET METHODES 135

1. Matériels 135
2. Méthodes 154

CHAPITRE IV : RESULTATS 192

1. Détermination des paramètres de roulement 192
2. Analyse de la propulsion en situation réelle 195
3. Synthèse des résultats 257

CHAPITRE V : ANALYSE ET DISCUSSION 277

1. Tests de décélération 277
2. Analyse de la propulsion 279

CONCLUSION GENERALE 309

BIBLIOGRAPHIE _____ **314**

ANNEXES _____ **343**

LISTE DES TABLEAUX _____ **387**

LISTE DES FIGURES _____ **388**

TABLE DES MATIERES _____ **395**

INTRODUCTION GENERALE

L'intégration sociale et professionnelle des personnes avec des déficiences physiques ou mentales est un des problèmes que doivent résoudre les sociétés européennes et occidentales modernes. Pour cela des textes de lois ont été rédigés par l'Etat Français [173, 174, 175, 176, 177] ou par la Communauté Européenne [171, 172] qui définissent le cadre légal concernant l'emploi professionnel et l'accessibilité aux bâtiments et à la voirie publique des personnes handicapées ainsi que la lutte contre la discrimination liée à l'état de santé. Parallèlement, en 1980, l'Organisation Mondiale de la Santé a publié la Classification Internationale du Handicap (C.I.H.) [346] qui constituait un outil de description et de collecte des données de santé établissant une nomenclature commune pour évaluer l'état de santé des populations de différents pays. Néanmoins, le terme de handicap et la discrimination en fonction des incapacités vont à l'encontre de la notion d'intégration. Aussi, la C.I.H. a été remplacée par la Classification Internationale du Fonctionnement humain (C.I.F, 2001) [347] afin, non pas de discriminer les personnes selon leur handicap, mais au contraire de les intégrer dans la société en leur proposant un environnement dans lequel leur déficience n'est pas un frein à leur intégration. Cette évolution se retrouve au niveau sémantique dans la formule « personne en situation de handicap », désormais préférée à celle de « personne handicapée » [193].

La terminologie de handicap ou de déficience fait souvent penser aux déficiences motrices et le fauteuil roulant est généralement choisi comme le symbole du handicap. Ce choix n'est pas non plus totalement fortuit car la locomotion en fauteuil roulant concerne de nombreuses personnes, pour des raisons génétiques (myopathie),

accidentelles (blessés médullaires, amputés des membres inférieurs), dégénératives (sclérose en plaque, poliomyélite) ou simplement liées au vieillissement naturel des fonctions locomotrices (dégénérescences musculaires, arthrite des membres inférieurs, *etc*). Ainsi, en 2002, les Etats-Unis recensaient 2,7 millions de personnes utilisatrices de fauteuils roulants dans la population vivant à domicile [288]. La même année, aux Pays-Bas, les utilisateurs étaient estimés à 150000 [315]. En France, une étude plus récente estime ces utilisateurs à 360000 dans la population générale [335]. Enfin, c'est au Royaume-Unis que l'on trouve la prévalence la plus importante puisque la population utilisatrice de fauteuils roulants était estimée à 1,2 million en 2000, ce qui représentait près de 2% de la population britannique [335].

Bien que les premiers articles sur la locomotion en fauteuil roulant remontent au début du siècle dernier [42], les travaux de recherche sur ce sujet n'ont véritablement commencé qu'au début des années 1970 et ont principalement porté sur les aspects physiologiques, dans un premier temps, alors que les aspects biomécaniques n'ont été investis qu'à partir de 1980. C'est à cette époque qu'ont été entrepris au Laboratoire de la Performance Motrice [80] de l'Université Blaise Pascal de Clermont-Ferrand puis au Laboratoire d'Informatique, de Modélisation et d'Optimisation des Systèmes (L.I.M.O.S.) [81] les premiers travaux visant à améliorer l'autonomie de déplacement des personnes confinées en fauteuil roulant manuel. Pour atteindre cet objectif, il était nécessaire de pouvoir « évaluer » les personnes dans leur environnement quotidien et un fauteuil roulant ergomètre de terrain (FRET-1) a été conçu et fabriqué à cet effet [82, 83]. Cet ergomètre permet de mesurer les efforts appliqués sur les mains courantes et sur le siège, ainsi que les accélérations et les déplacements du FRET-1 [84, 85]. Il permet donc de mesurer et de calculer un grand nombre des paramètres mécaniques de la locomotion

en fauteuil roulant manuel et une thèse d'université a été consacrée à la modélisation, au calcul et à l'analyse des résultats obtenus [96].

Cependant, en l'état actuel, le modèle mécanique utilisé pour traiter les mesures ne permet pas, à lui seul, de rendre compte des mouvements du Sujet sur le siège, de calculer les efforts articulaires, ni d'accéder aux paramètres cinétiques et énergétiques tels que la puissance mécanique développée par le Sujet pour se propulser en fauteuil roulant. C'est dans l'objectif de répondre à ces attentes que sont menés les travaux actuellement réalisés au L.I.M.O.S., en collaboration avec d'autres laboratoires de recherche (CERMES[9], L.B.M.C.[10], Handibio-L.E.S.P.[11], L.A.M.I.H.[12], L.B.M.[13]) dans le cadre du projet « Technologies pour la Santé » (ANR-06-TecSan-020), et qui devraient aboutir, à terme, à une meilleure compréhension de la locomotion en fauteuil roulant manuel. En effet, l'objectif de ce projet est d'améliorer le choix et les réglages des fauteuils roulant manuels, les techniques de propulsion et le choix des protocoles de rééducation en fonction des capacités physiques, afin de réduire les traumatismes et les pathologies induites par l'utilisation de cette aide technique, et d'évaluer, voire de simuler, l'impact des aménagements urbains, en vue de favoriser leur accessibilité par les utilisateurs de fauteuils roulants manuels.

L'objectif du présent travail était de définir le cadre méthodologique permettant d'évaluer les paramètres cinétiques et énergétiques (travail et puissance mécaniques) de la locomotion en fauteuil roulant manuel (FRM) à propulsion par mains courantes lors

[9] Centre de Recherche Médecine, Sciences, Santé et Société. (Villejuif, Val de Marne).
[10] Laboratoire de Biomécanique et de Mécanique des Chocs (Université Lyon I, Rhône).
[11] Laboratoire de Biomodélisation et Ingénierie des Handicaps – Laboratoire d'Ergonomie Sportive et Performance (Université Toulon sud, Var).
[12] Laboratoire d'Automatique, de Mécanique, d'Informatique Industrielles et Humaine (Université de Valenciennes, Nord).
[13] Laboratoire de BioMécanique (Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers, ParisTec, Paris).

d’un déplacement sur le terrain. En effet, bien que ces grandeurs aient été quantifiées depuis longtemps lors d’expérimentations à l’aide de différents ergomètres de laboratoire, les hypothèses sur lesquelles reposaient ces calculs ne sont pas applicables à l’étude du déplacement en conditions réelles. Aussi, le modèle mécanique de la locomotion a été décrit précisément puis simplifié dans les conditions d’un déplacement horizontal et rectiligne. Puis, une analyse cinématique tridimensionnelle d’un sujet se déplaçant sur un fauteuil roulant instrumenté (FRET-1) a été réalisée afin d’accéder aux différentes grandeurs mécaniques requises par le modèle mécanique pour calculer la puissance développée par le Sujet pour se propulser sur le terrain.

CHAPITRE I :

ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

1. Les origines du fauteuil roulant

Les premières illustrations de la chaise roulante datent du 6ème siècle avant Jésus Christ, en Chine. Cependant, il est probable que son apparition soit antérieure et remonte aux environs de 3500-4000 ans avant Jésus Christ avec l'apparition de la chaise et de la roue [178]. L'utilisation de la chaise roulante est cependant restée confidentielle pendant très longtemps, limitée à quelques personnalités importantes où une tierce personne devait pousser la chaise roulante. Par ailleurs, l'état incertain des chemins faisait souvent préférer le porté à bras ou à dos d'animal à l'utilisation de la roue. De ce fait, jusqu'au 16ème siècle, l'utilisation des sièges roulants est restée anecdotique dans le monde. Au 16ème siècle, le roi d'Espagne Philippe II de Hasbourg utilisait un siège roulant, déplacé par une tierce personne ; ce siège était en bois, matelassé, équipé de roulettes et le dossier et le repose-pied étaient inclinables. Des sièges roulants ont également été retrouvés lors de l'inventaire du château de Versailles, attestant de l'utilisation de ces appareils à la cour de Louis XIV (1638-1715) [258, 340].

Figure 1 : Stephen Farfler et le premier fauteuil roulant permettant l'autonomie de son utilisateur (1655).

Les premières traces historiques d'un fauteuil roulant permettant une certaine autonomie de déplacement remontent quant à elles au milieu du 17ème siècle. En 1655, Stephen Farfler, un jeune horloger paraplégique, fabriqua un véhicule roulant muni d'une roue avant indentée et actionnée manuellement par l'utilisateur à l'aide d'une manivelle horizontale (Figure 1). La seconde trace historique d'un fauteuil roulant autonome se trouve en Angleterre, à la fin du 18ème siècle puisqu'en 1783, John Dawson proposa le premier fauteuil commercialisable, à trois roues, et dont le repose-pied et le dossier étaient ajustables à l'utilisateur. A la même époque, à Paris, le député révolutionnaire Georges Couthon[14] utilisait un « fauteuil à tourniquets », qui fit d'ailleurs l'objet du premier article sur le fauteuil roulant dans une revue médicale [42] et qui était composé de trois roues, dont deux à l'avant qui étaient actionnées à l'aide de deux manivelles verticales (Figure 2). C'est grâce à ce fauteuil que Georges Couthon,

[14] Georges Couthon (1755-1794) : Premier juge du district de Clermont-Ferrand, il fut atteint d'une paralysie progressive des membres inférieurs. Il fut à l'origine de l'abolition des droits seigneuriaux par l'Assemblée Législative (1792). Elu au suffrage universel à la Convention où il siège parmi les Montagnards, ainsi que Robespierre dont il a été le représentant dans le Puy-de-Dôme, il étouffa dans l'œuf la contre-révolution dans le Puy-de-Dôme grâce à une répression brutale (cinq exécutions à Thiers). A la fin de la Terreur, il fut trainé et mené à la guillotine tout comme Robespierre et Saint-Just et le nom de Couthon fut rayé de tous les registres municipaux d'Orcet (Puy-de-Dôme), sa commune natale. [46].

atteint d'une paralysie des membres inférieurs, pu continuer à se rendre à l'Assemblée Législative et mener une vie politique des plus actives.

Au cours du 19ème siècle, l'utilisation du fauteuil roulant s'est progressivement généralisée à la suite des guerres de l'ère moderne. Ainsi, aux Etats-Unis, la Guerre de Sécession (1861-1865) est à l'origine de l'utilisation massive du fauteuil roulant. En Europe, les conséquences de la Première Guerre Mondiale (1914-1918) poussèrent l'Angleterre à fournir gratuitement des fauteuils roulants à ses infirmes de guerre. Entre-temps, les mains courantes étaient apparues, permettant la propulsion manuelle (1881) et les roues à rayons en acier remplacèrent les roues en bois (1900). Jusqu'aux années 1930, le fauteuil roulant n'a plus subi d'améliorations notables. Il fallu attendre 1933 avec la mise sur le marché américain par Herbert Everest et Harry Jenning du premier fauteuil roulant pliable et en métal léger [258]. Ce fauteuil était équipé de deux grandes roues à l'arrière sur lesquelles étaient fixées deux anneaux permettant la propulsion (mains courantes), de deux petites roulettes mobiles à l'avant, et d'un repose-pied réglable en hauteur (Figure 2). Le cadre était en forme de « X » ce qui permettait de le plier et facilitait ainsi son transport. Ce fauteuil possédait ainsi déjà les principales caractéristiques des fauteuils roulants actuellement commercialisés dans le monde entier. Il est à l'origine de la généralisation de l'utilisation du fauteuil roulant manuel à propulsion par mains courantes au cours du 20ème siècle.

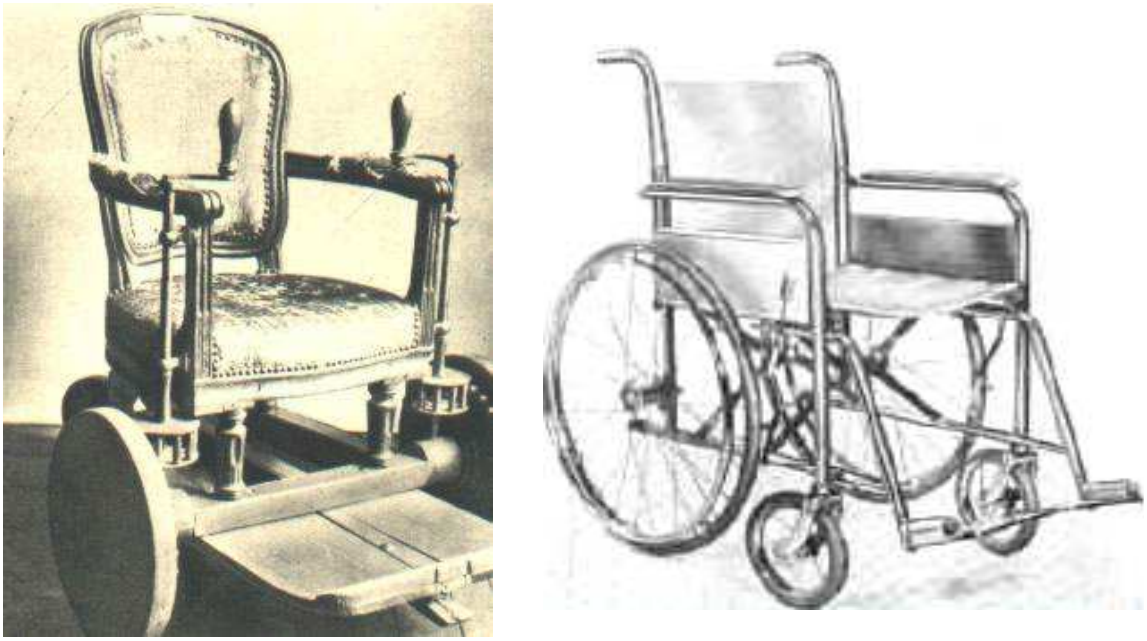


Figure 2 : A gauche, fauteuil à tourniquets utilisé par Georges Couthon (1755-1794) et à droite, modèle de Everest & Jenning (1933).

A partir des années 1950, sont apparus les premiers fauteuils roulants électriques à l'usage des personnes souffrant de déficiences motrices sévères [340]. Cependant, le fauteuil roulant manuel n'a pas été abandonné et son utilisation est restée très largement répandue comme en attestent les résultats des enquêtes « H.I.D. »[15] réalisées en 1998 et en 1999 en France, où la prévalence des utilisateurs de fauteuils roulants électriques et manuels dans la population générale était respectivement de 5,4 et de 59 personnes pour 10000 habitants [335].

[15] Enquêtes « H.I.D. » (Handicaps-Incapacités-Dépendance) : Enquêtes réalisées en 1998 et 1999 et menées par l'Institut National de la Statistique et des Etudes Economiques (Insee) sur le handicap dans la population générale française.

2. La problématique de la locomotion en FRM

2.1. L'autonomie et les contraintes environnementales

Après la seconde guerre mondiale, l'utilisation du FRM s'est très largement répandue, tout d'abord chez les vétérans de la guerre présentant des atteintes médullaires, notamment au Canada [335] avec le modèle d'Everest & Jenning. A cette époque, ont été publiées les premières études médicales et scientifiques portant sur le FRM. L'objectif de ces publications était en quelque sorte d'assurer la promotion au sein du corps médical, de l'utilisation du FRM comme outil de réhabilitation [3, 19, 50, 98, 126, 161, 229, 244]. Ces études discutaient notamment des améliorations techniques qui pouvaient lui être apportées, telles que des freins [105, 355], un système de stabilisation [341] ou un système d'élévation du sujet [188]. Par la suite, dans les années 1960-1980, de nombreux articles ont porté sur les indications de prescription ou de sélection d'un FRM [31, 39, 122, 130, 169, 179, 204, 205, 206, 207, 208, 209, 242, 285, 286] afin de favoriser son utilisation.

Cependant, bien que le FRM permît de rendre une certaine autonomie à ses utilisateurs, des problèmes d'accessibilité ont rapidement été rapportés [47, 131, 159, 215, 281, 299, 345] tels que l'accès aux établissements scolaires [10, 284], par exemple. Il apparaissait alors nécessaire que le FRM soit le plus adapté possible à son utilisateur et à son environnement. Ainsi, des modifications ont été largement décrites dans des revues médicales, afin d'améliorer son confort [120], de faciliter les transferts pour entrer ou sortir du siège [55, 115, 117, 144, 260] et de faciliter son rangement dans une automobile [103, 104, 121, 154], par exemples. Des mesures anthropométriques, portant sur

l'espace occupé ou accessible par un utilisateur confiné en FRM ont été rapportées [170, 197], et ont permis de définir des normes pour l'accessibilité des bâtiments, par exemple.

2.2. Problématique médicale à l'utilisation du FRM

Bien que l'utilisation du FRM semble pouvoir redonner une certaine autonomie à ses utilisateurs, les médecins se sont rapidement aperçus que son usage conduisait souvent à une sédentarisation, entraînant des problèmes d'obésité, de diabète, *etc*. Aussi, pour favoriser l'activité physique journalière, la pratique sportive a été vivement encouragée [147, 203, 211, 259] : basketball [56], marathon [213, 222], jusqu'aux sports de combat comme le kung-fu [212] et le karaté [245].

Mais la pratique intensive et prolongée du FRM peut engendrer des blessures et des douleurs spécifiques [79, 125, 274, 277], notamment à l'épaule [11, 14, 25, 79, 192,], et au niveau du coude, du poignet et de la main [140, 141, 241, 232 279, 295, 352]. Ainsi, selon les études réalisées entre 1991 et 2000, il a été rapporté que 30 [11] à 73% [241] des individus paraplégiques souffraient de douleurs à l'épaule.

Par ailleurs, la station assise et prolongée des utilisateurs de FRM entraîne des problèmes dermatologiques comme les escarres ou les ulcères de pression, dus à l'immobilité, à la perte de sensibilité et à l'incontinence. De nombreuses études ont été menées pour évaluer la qualité mécanique du coussin d'assise [22, 134, 136, 137, 142, 236, 282] et son effet sur la température de la peau et sur l'humidité au niveau de l'assise [128, 129, 275, 290], ainsi que sur les méthodes d'évaluation de cet accessoire [32, 53, 135, 143].

L'utilisation du FRM conduit donc souvent à des troubles secondaires comme l'obésité et le diabète. Une activité physique régulière est recommandée pour en limiter les risques. Des douleurs et des blessures musculaires, ligamentaires et articulaires au

niveau des membres supérieurs peuvent cependant apparaître suite à une utilisation intensive et prolongée. En outre, ces symptômes sont reconnus comme une cause majeure de l'abandon de l'usage du FRM [314, 336], donc la sédentarisation des utilisateurs. Lundqvist et ses collaborateurs [210] ont ainsi montré que les douleurs des membres supérieurs étaient le seul facteur corrélé avec une faible qualité de vie chez les sujets en FRM. La difficulté pour le thérapeute est de faire pratiquer une activité physique journalière, adaptée à l'individu, et de limiter les problèmes orthopédiques et donc favoriser l'utilisation du FRM dans le temps.

2.3. Objectifs de la recherche scientifique

Au regard des problématiques rencontrées par les utilisateurs de FRM au niveau de leur autonomie et de leur santé, van der Woude *et al.* [304, 305] ont résumé les enjeux de la recherche sur le FRM en trois grands domaines :

- l'amélioration du FRM en termes de conception et de principes mécaniques de propulsion ;
- l'amélioration des capacités physiques du sujet, c'est-à-dire l'amélioration des techniques de propulsion, ainsi que des techniques de réadaptation et des programmes d'entraînement
- l'amélioration de l'interface entre le sujet et son FRM, c'est-à-dire l'ergonomie du FRM par rapport au sujet et l'adéquation du système {Sujet + FRM} avec l'environnement physique extérieur (rampes d'accès, ascenseurs, largeurs des couloirs, *etc.*).

3. Les outils d'évaluation de la locomotion en FRM

Pour explorer les différents paramètres de la locomotion en FRM, physiologiques dans un premier temps, le principal frein était l'instrumentation. En effet, puisque la mesure des paramètres cardiaques et ventilatoires ne pouvait être réalisée que dans un espace où les déplacements étaient limités, les études se déroulaient en laboratoire. De plus, pour comparer les résultats obtenus par différents sujets et dans différents laboratoires, il était nécessaire de pouvoir contrôler la difficulté de l'exercice. Aussi, dès la fin des années 1960, différentes équipes de recherche se sont penchées sur la conception d'ergomètres[16] permettant de simuler la propulsion en FRM en laboratoire.

3.1. Les ergomètres à manivelles.

Dans un premier temps et pendant plusieurs décennies, de nombreux physiologistes ont utilisé des ergomètres à manivelles qui sont des adaptations des cyclo-ergomètres alors largement utilisés pour quantifier le travail des membres inférieurs. Sur ces appareils, le sujet actionnait manuellement un pédalier relié au volant d'inertie d'un ergocycle. La résistance était quantifiée par la force de frottement appliquée par une courroie de friction tendue sur le volant d'inertie et qui était supposée proportionnelle au moment de force appliqué sur le système de mise en tension de la courroie de friction. Cependant, l'effet de l'échauffement de la courroie sur la force de frottement a été négligé sans avoir été jamais vérifié. La vitesse était déterminée en mesurant la vitesse de rotation du volant d'inertie, dont le diamètre était connu, ou en imposant une

[16] « Un ergomètre est un instrument utilisé pour la détermination (mesure) du travail. Pour le physiologiste de l'exercice, c'est généralement un instrument qui mesure le travail réalisé sur un équipement fixe. » Dreisinger et Londeree [131], p. 20.

cadence de pédalage. Dans ce dernier cas, les physiologistes partaient du principe qu'en connaissant le rapport entre le nombre de tours de pédale et le nombre de tours de roue (rapport entre le plateau du pédalier et le pignon de la roue), il était possible de calculer la vitesse de rotation du volant d'inertie et donc la vitesse linéaire d'un point à sa circonférence. La puissance mécanique développée par le Sujet était ensuite supposée égale à l'opposé de la puissance de la force de résistance, calculée en multipliant la valeur de la force de résistance (exprimée en Newtons) par la vitesse angulaire (en $rad.s^{-1}$) et par le rayon du volant d'inertie (en mètres).

Cependant, la vitesse de rotation était généralement considérée constante et égale à la vitesse moyenne lors de l'exercice. Par conséquent, le travail mécanique lié aux variations de l'énergie cinétique du volant, qui fait intervenir son inertie de rotation et les variations de sa vitesse, n'était pas considéré. Pourtant, il a été montré que lors du pédalage avec les membres inférieurs, la vitesse de rotation du pédalier, et donc celle de la roue n'étaient pas constantes [13]. En effet, le passage des pieds au niveau des points haut et bas entraînait une diminution de la vitesse de rotation du pédalier. De plus, les variations de la vitesse de rotation du pédalier étaient d'autant plus importantes que la résistance était élevée. Par conséquent, la puissance mécanique développée par le Sujet, calculée sans tenir compte des variations de la vitesse de rotation de la roue était d'autant plus sous-estimée que la résistance était élevée [13]. A l'aide d'un fauteuil roulant à manivelle synchrone, Faupin *et al.*, [123, 124] ont montré des variations de la vitesse du fauteuil traduisant les variations de la vitesse de rotation du pédalier. De plus, bien que les variations de la vitesse de rotation du pédalier n'ait jamais été montré avec des manivelles asynchrones, il est probable que la vitesse du fauteuil ne soit pas constante pour autant. Par ailleurs, en équipant le pédalier d'une bicyclette ergométrique de capteurs de moment et de vitesse angulaire, Hambli *et al.* [154] ont également montré

que les puissances mécaniques calculées au niveau du pédalier et à partir de la friction étaient nettement différentes.

Les ergomètres à manivelles ont cependant permis d'étudier les réponses physiologiques maximales et ont notamment permis de montrer que le travail des membres supérieurs était moins efficace que celui des membres inférieurs, et que la consommation maximale d'oxygène était plus faible lors d'un exercice mobilisant uniquement le haut du corps par rapport à un exercice réalisé avec les membres inférieurs [9, 16, 289]. De plus, ces études ont permis de montrer que la capacité physique, évaluée par la consommation maximale d'oxygène, des personnes utilisatrices de FRM dépendait du niveau de lésion. Ainsi, en 1987, van Loan *et al.* [320] ont mesuré des consommations maximales d'oxygène de 28, 25 et 12 ml d'O_2/min/kg respectivement pour des groupes de sujets valides, paraplégiques et quadriplégiques. Par ailleurs, Swiren et Bar-Or [296] ont montré que le niveau de pratique était dépendant de la consommation maximale d'oxygène et n'ont noté aucune différence entre des athlètes nationaux valides et des athlètes de niveau équivalent utilisant des FRM.

Enfin, une des limites principale à l'utilisation des ergomètres à manivelles est qu'ils ne sont pas vraiment représentatifs du mouvement de propulsion en FRM, dont la plupart sont propulsés à l'aide de mains courantes.

3.2. Les ergomètres à rouleaux

Pour reproduire plus précisément les spécificités de la locomotion en FRM à propulsion par mains courantes, Brouha et Krobath [36], dès 1967, ont utilisé un ergomètre à rouleaux afin de mesurer en continu les réponses cardiaques et respiratoires lors d'un exercice en FRM. Cet appareil était constitué d'une plate-forme sur laquelle

étaient fixés deux rouleaux tournant chacun autour d'un axe et sur lesquels reposaient les roues arrière d'un véritable FRM. Le cadre du FRM était fixé à l'ergomètre et les sujets simulaient la locomotion en appliquant des efforts sur les mains courantes, entraînant la rotation des roues arrière du FRM et des rouleaux. La résistance dépendait des frottements de roulement du système composé du FRM et de l'ergomètre, c'est-à-dire des moments de friction au niveau des axes des roues arrière et des rouleaux, et des moments de roulement des pneus sur les rouleaux. Ainsi, la résistance dépendait des efforts appliqués sur les axes des roues, c'est-à-dire de la composante du poids appliquée sur les roues arrière du FRM et des coefficients de frottement de roulement et de friction. Cependant, ces résistances n'ont pas été quantifiées. La distance simulée parcourue par le FRM était mesurées à l'aide d'un capteur de position angulaire fixé sur un rouleau ce qui permettait de calculer la vitesse de déplacement du FRM. Le travail était étonnamment exprimé en kg.m/min, c'est-à-dire par le produit de la masse totale du Sujet et de son FRM par la distance parcourue en une minute. Ne connaissant pas la résistance réelle appliquée sur cet ergomètre, aucune comparaison avec d'autres études n'est possible. Pourtant, si ces auteurs avaient quantifié les résistances à l'avancement à partir de la décélération des rouleaux avec le Sujet assis sur le FRM, par exemple, ils auraient pu exprimer un travail et une puissance mécanique moyenne dans leurs unités internationales, en joules et en watts, respectivement.

En 1971, à l'aide d'un ergomètre inspiré de celui de Brouha et Krobath, Stoboy *et al.* [291], ont quantifié la puissance mécanique (en watts) à partir de la relation entre la consommation d'oxygène et la puissance mécanique calculée au cours d'un exercice incrémental sur un ergomètre à manivelles. Par suite, en mesurant la consommation d'oxygène lors de l'exercice sur l'ergomètre à rouleaux, ils ont déterminé la puissance mécanique produite par le Sujet sur cet ergomètre. Cette procédure d'évaluation de la

puissance mécanique pose deux problèmes : le premier est que la puissance mécanique calculée sur l'ergomètres à manivelles était basée sur la résistance présumée de la bande de friction et sans tenir compte de l'influence de l'inertie (cf. § 3.1), et le second est qu'il était fait l'hypothèse que la puissance mécanique et la consommation d'oxygène étaient entièrement reliées l'une à l'autre par une relation linéaire.

Le problème des ergomètres à rouleaux de Brouha et Krobath et de Stoboy *et al.* [36, 291] était qu'ils ne prenaient pas en compte l'influence de l'inertie de translation rencontrée par le Sujet lorsqu'il se déplace sur le terrain. Pour prendre en compte ce phénomène, Brauer (1972) [34] relia les rouleaux à un petit volant d'inertie. Cependant, les deux roues arrière reposaient sur les mêmes rouleaux, ce qui ne permettait pas d'explorer les différences de propulsion entre les roues droite et gauche [34, 36, 291].

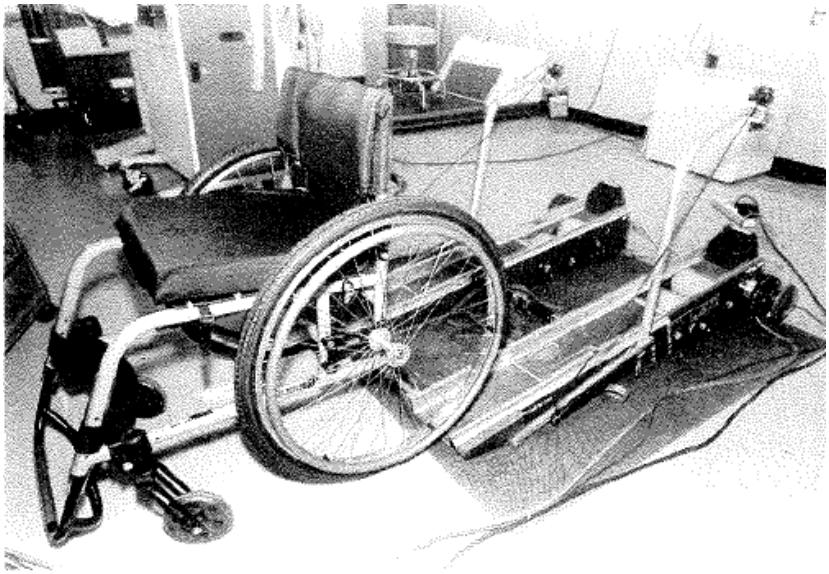


Figure 3 : Photographie du WAFT (Langbein et al., 1993a). (Reproduite avec l'autorisation de la revue : J. Rehab. Res. Dev.).

Vingt ans plus tard, Langbein *et al.* [194, 195, 196] ont conçu un nouvel ergomètre à rouleaux dénommé « Wheelchair Aerobic Fitness Trainer » (WAFT), qui possédait une rampe d'accès pour faciliter l'installation des sujets et de leur FRM (Figure 3). Lorsque

ce dernier était fixé à l'ergomètre, ses roues arrière reposaient sur trois rouleaux chacune, ce qui permettait de différencier les efforts appliqués sur les roues droite et gauche. Pour simuler l'effet de l'inertie de translation, des disques pouvaient être ajoutés sur les axes de rotation des rouleaux afin d'en augmenter les moments d'inertie. Par ailleurs, pour diminuer les résistances au roulement (et les rendre négligeables) les auteurs ont fait le choix d'équiper l'ergomètre de trois paires de rouleaux tandis que sur les ergomètres antérieurs les roues arrière ne reposaient que sur un ou deux rouleaux. La résistance était alors entièrement quantifiée à partir du freinage appliqué sur les rouleaux par des freins électromagnétiques, indépendants pour chaque côté du FRM. La vitesse de chaque roue était calculée à partir de codeurs optiques qui mesuraient la rotation en fonction du temps d'un des trois rouleaux de chaque côté du FRM. Pour réaliser l'étalonnage du WAFT [195], les auteurs ont distingué huit niveaux de résistance, le premier correspondant à la résistance du système la plus faible, sans le frein électromagnétique, et le huitième à une résistance définie comme « très dure ». L'étalonnage a été réalisé pour chacune des deux roues arrière en mesurant le moment appliqué au niveau de l'axe de la roue et la vitesse de rotation de celle-ci, ce qui a permis de déterminer la puissance mécanique externe. Cet étalonnage a été réalisé pour les huit niveaux de résistance et pour cinq vitesses : de 0,45 à 2,23 m/s (1 à 5 miles par heure). Ainsi, la résistance n'était pas exprimée en newtons ou en newtons-mètres, mais sans unité et ses valeurs, entières, étaient comprises entre un et huit. A partir de l'étalonnage, les auteurs ont défini une étonnante relation permettant de déterminer la puissance mécanique externe à partir du niveau de résistance et de la vitesse de rotation de la roue. Six coefficients ont été déterminés, dont deux se rapportaient à la vitesse (exprimée en nombre de tours de roue par minute), deux se rapportaient à la vitesse élevée au carrée et deux étaient des constantes :

P (W) = Niveau de résistance (1 à 8) × (a + b × vitesse + c × vitesse ^{2}) + (d + e × vitesse + f × vitesse ^{2})

Cette relation englobe à la fois les résistances au roulement, mais également le freinage des freins électromagnétiques. Cependant, l'influence du poids du système {Sujet + FRM} sur les moments de roulement à été négligée et n'a pas été démontrée comme étant négligeable puisqu'aucun résultat n'a été exprimé à ce sujet dans les trois études réalisées par Langbein *et al.* [194, 195, 196].

En 1996, Theisen *et al.* [298] ont décrit les caractéristiques d'un nouvel ergomètre à rouleaux et proposé un modèle mécanique permettant de déterminer précisément la puissance mécanique externe sur cet appareil. Cet ergomètre, fabriqué au CERAH[17], était constitué d'une plate-forme, où le FRM était immobilisé à l'aide d'une sangle, et qui était équipé de deux rouleaux supportant chacun une roue arrière du FRM. La plate-forme de l'ergomètre pouvait être inclinée, afin de simuler une pente de manière réaliste. L'inertie de translation du FRM et de son occupant était remplacée par des disques fixés sur les rouleaux, afin d'augmenter leurs moments d'inertie. Le freinage était appliqué sur les rouleaux par un frein électromagnétique qui était proportionnel à la pente et au poids du système {Sujet + FRM}. La vitesse était mesurée à l'aide de deux codeurs optiques fixés sur chacun des deux rouleaux et synchronisés entre eux. Chaque codeur permettait d'obtenir trente-deux impulsions électriques par tour de rouleau, ce qui donnait accès à l'évolution temporelle de la vitesse au cours des différents cycles de propulsion de l'exercice considéré. Le modèle mécanique proposé par Theisen *et al.* [298] pour cet ergomètre est de loin le plus complet des modèles utilisés sur les

[17] C.E.R.A.H. : Centre d'Etude et de Recherche sur l'Appareillage des Handicapés, Woippy (57), France.

ergomètres à rouleaux. En effet, il nécessitait de déterminer les résistances au roulement en fonction de la masse du système {Sujet + FRM} et de la pente. Par ailleurs, la résistance du frein électromagnétique était bien exprimée comme un moment résistant, c'est-à-dire en newtons-mètres, et fonction de la pente à reproduire. L'influence de l'inertie des rouleaux et des roues arrière du FRM était également prise en compte puisque l'évolution de la vitesse intra-cycle était mesurée et que les moments d'inertie des rouleaux, des disques et des roues arrière du FRM avaient été déterminés. Cependant, selon ces auteurs, les résistances au roulement ne dépendaient que du poids total du Sujet et du FRM. Or, le poids du système ne se répartit pas uniquement sur les roues arrière du FRM car les mouvements du centre de masse du système {Sujet + FRM} modifient la distribution du poids total entre les roues avant et arrière. Par ailleurs, les réglages antéropostérieurs du siège et la position du Sujet sur le siège sont également des paramètres qui font varier la position du centre de masse du système {Sujet + FRM} et donc la distribution antéropostérieure du poids [96, 270, 272, 273].

Plus récemment, une équipe française [101, 102] a mis au point un autre ergomètre à rouleaux (VP100H) distribué par la société Tecmachine (Andrézieux Bouthéon, Loire, France). Cet ergomètre est composé d'une plate-forme avec une rampe d'accès et d'une paire de rouleaux supportant tous les deux les deux roues arrière du FRM. La différenciation des roues droite et gauche n'était donc pas possible mais les concepteurs se sont appuyés sur les résultats de Veeger *et al.* [333] pour justifier ce choix. En effet, en 1992, ces derniers ont montré que lors de la mesure simultanée des efforts appliqués sur les roues droite et gauche, les paramètres temporels du cycle de propulsion et l'amplitude du moment propulsif pendant le cycle n'étaient pas statistiquement différents entre les roues arrière droite et gauche. Pour simuler l'inertie de translation sur l'ergomètre, les caractéristiques géométriques et mécaniques des rouleaux ont été

préalablement déterminées par Xavier Devillard [101] afin que chaque rouleau permette de simuler l'inertie de translation d'une personne de 35 kg, soit 70 kg pour les deux rouleaux. Le freinage était appliqué au niveau des rouleaux à l'aide d'un frein électromagnétique et la vitesse était mesurée à l'aide d'un tachymètre permettant de mesurer l'évolution temporelle de la vitesse au cours du cycle de propulsion. Un dynamomètre était relié aux rouleaux, permettant de mesurer le moment propulsif. La puissance mécanique externe (P) était calculée à partir de la vitesse linéaire simulée (V_i), de la somme des moments de roulement ($M_{roulement}$) estimés par un test de décélération, du moment résistant appliqué par le frein (M_{frein}) et de la force nécessaire pour accélérer les rouleaux. Cette dernière était calculée par le rapport du moment nécessaire pour accélérer les rouleaux ($M_{accélération}$) par le diamètre des rouleaux (d). Ainsi, la puissance mécanique était calculée comme suit :

$$P\left(W\right)=\left(M_{roulement}+M_{frein}+\frac{M_{accélération}}{d}\right)V_i$$

Cette expression pose plusieurs problèmes d'ordre mécanique. Le premier est que les auteurs ont additionné des forces et des moments puis les ont multipliés à une même grandeur : la vitesse linéaire simulée. Le deuxième problème est que le moment de résistance au roulement a été calculé par le produit du moment d'inertie des rouleaux par l'accélération linéaire simulée. Le troisième problème est que la force nécessaire à l'accélération des rouleaux ne peut pas être calculée en divisant le moment d'inertie du rouleau par le diamètre du rouleau mais par le rayon du rouleau. Aussi, bien que l'ergomètre et la méthode de calcul de la puissance aient été validés par les auteurs (erreur comprise entre 1 et 7% en moyenne pour les forces et la puissance par rapport à la méthode de validation), cette validation n'a été publiée que dans une revue de physiologie [102]. L'ergomètre étant équipé d'un capteur de moment au niveau des

rouleaux, il est étonnant que les auteurs n'aient pas évalué la puissance mécanique développée par le Sujet à l'aide du moment mesuré par le dynamomètre et la vitesse de rotation du rouleau.

D'autres ergomètres à rouleaux ont également été développés au cours des quatre dernières décennies et particulièrement dans les quinze dernières années : « Eagle Wheelchair Roller » [182], « Bromking Turbo Trainer » [146, 247] ou très récemment le « Computer Monitored Wheelchair Dynamometer » [62, 107]. D'autres systèmes de freinage ont été utilisé comme le freinage mécanique à l'aide d'une courroie de friction sur un volant d'inertie [145, 191, 256] (Figure 4), un moteur électrique créant un moment résistant autour des axes de rotation des rouleaux [74, 182, 238, 323] ou encore un appareil isocinétique [262]. Pour déterminer la vitesses, des capteurs de positions angulaires [36, 74, 75, 238, 256], des codeurs optiques [101, 102, 195, 196, 230, 298], des tachymètres [67, 182, 217, 323] ou encore des « speedometer » [145, 256] ont été utilisés.

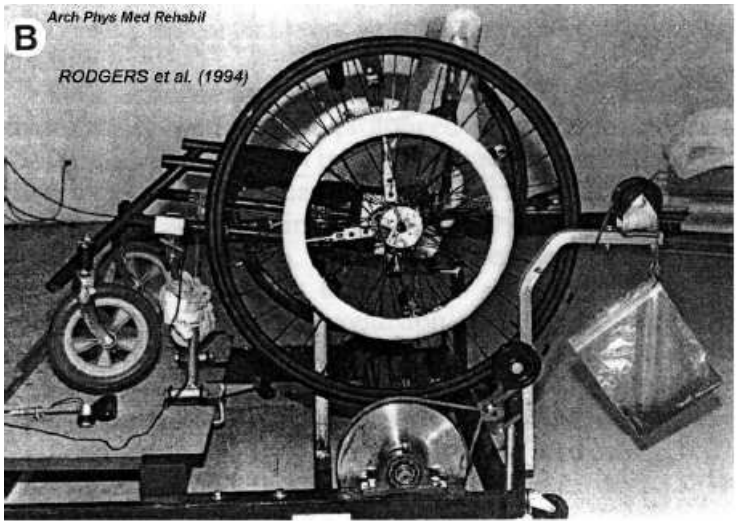


Figure 4 : Photographie d'un fauteuil sur un ergomètre à rouleau à freinage mécanique par courroie de friction sur un volant d'inertie. (Rodgers et al., 1994). (Reproduite avec l'autorisation de Elsevier)

Le principal avantage des ergomètres à rouleaux est qu'ils permettent d'étudier les sujets avec leur propre FRM. De plus, ils occupent peu de place dans le laboratoire et permettent d'immobiliser complètement le FRM assurant ainsi la stabilité du Sujet sur le FRM et facilitant la mesure des différents paramètres physiologiques. Cependant, les différentes méthodes de détermination de la puissance mécanique externe utilisées jusqu'à ce jour doivent encore être affinées afin de mieux évaluer ce paramètre. Par ailleurs, la comparaison entre les résultats d'études réalisées avec différents ergomètres à rouleaux et différents modèles mécaniques doit se faire avec précaution puisque les paramètres négligés ou pris en compte ne sont pas tous les mêmes.

3.3. Les tapis roulants

Figure 5 : Photographie d'une expérimentation sur un tapis roulant (van der Woude et al., 2006). (Reproduite avec l'autorisation de Elsevier)

Pour simuler la locomotion en FRM dans le laboratoire, certains auteurs [160, 338] ont opté pour l'utilisation de tapis roulants spécifiques, dont la bande était plus large

que celles des tapis roulants classiques, destinés pour la marche et la course (Figure 5). Pour augmenter la difficulté de l'exercice, c'est-à-dire la puissance mécanique externe, Voigt et Bahn [338] augmentaient la vitesse de défilement du tapis en conservant une pente de 2°. Dans cette étude, les vitesses variaient entre 0,27 et 1,11 m/s (1 à 4 km/h) et l'intensité de l'exercice entre 67 et 268 kg.m/min. Cette intensité était calculée par le produit de la masse totale du Sujet et de son FRM par la distance verticale parcourue pendant une minute, calculée en fonction de la pente et de la vitesse. Cette unité (kg.m/min) propre aux physiologistes [159] a été convertie ultérieurement par Dreisinger et Londeree [109] en s'appuyant sur l'hypothèse qu'un Watt représente 6,12 kg.m/min. Ainsi, les puissances mesurées par Voigt et Bahn devaient être comprises entre 11 et 44 Watts. En 1973, Hildebrand *et al.* [160] ont choisi la stratégie d'augmenter la pente en maintenant une vitesse constante afin d'augmenter la difficulté de l'exercice. Les puissances externes choisies étaient comprises entre 120 et 350 kg.m/min, soit entre 20 et 57 Watts. Cependant, dans ces deux études [160, 338], les résistances au roulement des quatre roues du FRM étaient négligées ainsi que les inerties de rotation des roues et de translation du système {Sujet + FRM}. Par ailleurs, bien que le modèle mécanique de ces deux études soit le même, les puissances mécaniques n'en sont pas pour autant comparables car la sous-estimation de la puissance mécanique, due à la négligence des résistances au roulement, ne se répercutait pas de la même façon sur les résultats de ces deux études. En effet, dans l'étude de Voigt et Bahn, la variation de l'intensité était liée à la vitesse et l'erreur sur la puissance mécanique évoluait donc en fonction de la vitesse, alors que dans l'étude de Hildebrand *et al.*, l'erreur dépendait des composantes normales du poids réparties sur les roues avant et arrière et donc de la pente.

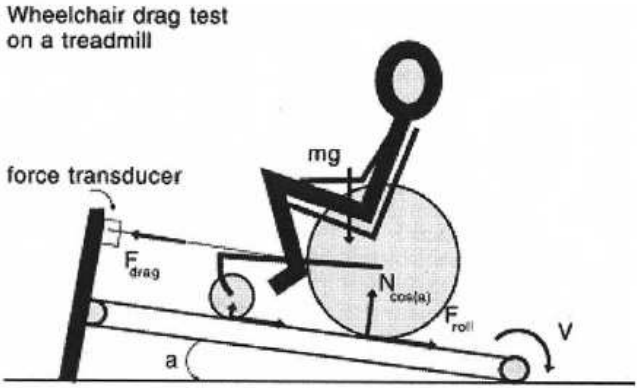


Figure 6 : Schéma du "drag-test" utilisé par van der Woude et al. pour les études utilisant un tapis roulant (de Groot et al., 2006). (Reproduite avec l'autorisation de Elsevier)

Bien plus tard, van der Woude *et al.* [305] ont mis au point une méthode pour déterminer l'intensité des forces de résistance lors des études sur tapis roulant. Pour cela, le Sujet, assis sur son FRM, était installé sur le tapis roulant. Le FRM était relié à l'avant de l'armature du tapis roulant à l'aide d'un câble tendu horizontalement et équipé d'un capteur de force (Figure 6). Ainsi, lorsque le tapis était en marche, le capteur mesurait la somme des forces de frottement de roulement et de la composante motrice du poids du système {Sujet + FRM} lié à la pente indépendamment de la vitesse du tapis. Lors du test de résistance à l'avancement (« drag test »), le Sujet était assis et immobile, le dos contre le dossier du FRM. La puissance mécanique externe du système {Sujet + FRM} était alors calculée par le produit de la vitesse du tapis et de la force de résistance mesurée par le capteur lors du test. En 1986, Brubaker *et al.* [40] ont également utilisé cette méthode mais sur un tapis roulant dont la pente était nulle. Or, une publication récente de Sonja de Groot [91] a mis en évidence des biais méthodologiques importants lors de l'utilisation de cette méthode. En effet, la qualité de l'étalonnage du capteur de force et l'horizontalité du câble de fixation du fauteuil lors du « drag test » sont à l'origine d'erreurs sur la force de résistance. De plus, des différences entre la vitesse affichée du tapis et la vitesse réelle de défilement de la bande

ont été relevées, faussant également l'estimation de la puissance mécanique externe. Par ailleurs, la position du Sujet pendant le test de résistance minimise les résistances de roulement par rapport à une position plus en avant que le Sujet peut adopter au cours de la propulsion [93, 96, 273]. Le modèle mécanique présenté par van der Woude *et al.* [305] et repris par d'autres auteurs [91, 300, 331], fait l'hypothèse que la vitesse du FRM sur le tapis est constante et égale à la vitesse de défilement de la bande du tapis, négligeant ainsi l'inertie de translation du FRM et l'inertie de rotation des roues. Les puissances mécaniques calculées par Veeger *et al.* [331] avec cette méthode étaient de 81 Watts en moyenne (48 à 96 Watts) lors d'un test maximal avec des athlètes en FRM de niveau international. Van der Woude *et al.* [305] ont également calculé des puissances mécaniques de l'ordre de 80 Watts avec des athlètes en FRM.

La méthode la plus complète pour estimer la puissance mécanique de la locomotion en FRM sur tapis roulant a été proposée par Vanlandewijck *et al.* [321, 322]. Après avoir quantifié les résistances au roulement de manière similaire à van der Woude *et al.* [305], des masses étaient suspendues par un câble qui était relié au châssis du FRM par l'intermédiaire d'une poulie, et équipé d'un capteur de force. En statique, le capteur mesurait le poids des masses. Lorsque le FRM roulait sur le tapis, ses accélérations étaient transmises aux masses suspendues par l'intermédiaire du câble et le capteur mesurait alors la somme du poids des masses et de la force nécessaire pour les accélérer verticalement. En connaissant les masses du Sujet et du FRM ainsi que le poids des masses suspendues, il était possible d'en déduire les accélérations du FRM au cours de la propulsion. Ces études ont notamment permis à Vanlandewijck *et al.* [321] de montrer une double accélération du FRM pendant du cycle de propulsion, dont une pendant la phase de retour où le Sujet ne touchait pas les mains courantes. Le modèle mécanique de la propulsion mettait en jeu les forces de résistance et les forces nécessaires pour

accélérer le système {Sujet + FRM}. La puissance mécanique était calculée par le produit de la somme des forces et de la vitesse moyenne du FRM pendant le cycle de propulsion. Avec cette méthodologie, Rasche *et al.* [250] ont mesuré des puissances maximales de l'ordre de 100 Watts avec des sujets paraplégiques, tandis que Spaepen *et al.* [283] ont mesuré des puissances mécaniques moyennes de 86 Watts lors d'un test maximal avec des athlètes entrainés en FRM. Bien qu'il soit le plus complet utilisé jusqu'à aujourd'hui, ce modèle mécanique considère que le Sujet est immobile sur le FRM, c'est-à-dire que les résistances au roulement sont constantes pendant le cycle de propulsion et que la vitesse du système {Sujet + FRM} est égale à la vitesse du fauteuil.

Tout comme les ergomètres à rouleaux, le principal avantage des tapis roulants est de permettre d'étudier les sujets avec leur propre FRM. Puisque les quatre roues du FRM roulent sur le tapis, les forces de frottement de roulement sont très certainement équivalentes à celles qui existent sur le terrain. Cependant, les problèmes de direction liés à la maîtrise de la trajectoire peuvent créer une appréhension chez le Sujet pour ne pas dériver sur les côtés du tapis ou se faire « éjecter » si la vitesse imposée par le tapis est trop élevée. Des efforts ont été faits afin de sécuriser le tapis en l'équipant de garde-fous sur les côtés et en utilisant une bande de surface qui limite les mouvements latéraux [51]. Il n'a cependant toujours pas été démontré que la technique de propulsion utilisée était identique sur un tapis roulant et sur le terrain. Concernant les modèles mécaniques, ils diffèrent largement entre celui utilisé par Voigt et Bahn [338] ou Hildebrand *et al.* [160] dans les années 1970, le modèle proposé par van der Woude *et al.* [305] dans les années 1985 et celui utilisé par Vanlandewijck *et al.* [321] en 1994. Par conséquent, la comparaison des puissances mécaniques obtenues avec ces différents modèles nécessite une certaine réserve.

3.4. Les simulateurs de fauteuil roulant

Pour s’affranchir des problèmes liés aux résistances au roulement, des chercheurs ont choisi de fixer les roues arrière du FRM sans contact avec le sol, sur un châssis rigide et fixe sur lequel le Sujet pouvait s’asseoir. Dans ce cas, le sujet n’utilise pas son propre FRM, mais le FRM est simulé par la configuration de l’ergomètre, permettant notamment de nombreux réglages de l’assise ou de l’angle de carrossage des roues motrices. Puisque les roues n’avaient pas de contact avec le sol, les frottements de roulement étaient alors uniquement localisés au niveau des roulements à billes des axes de rotation des roues et étaient généralement négligés. En outre, cette configuration permettait de régler facilement la position antéropostérieure et verticale du siège par rapports aux roues.

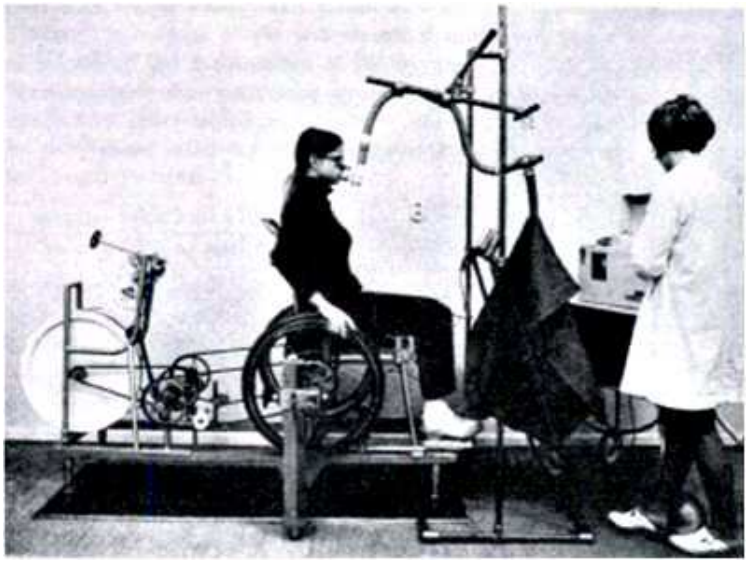


Figure 7 : Photographie d'une expérimentation sur un simulateur relié à un volant d'inertie (Brattgard et al., 1970).

La première utilisation de ce type d'ergomètres remonte au début des années 1970 avec les travaux de Brattgard *et al.* [33] (Figure 7). Les deux roues équipées de mains courantes étaient solidaires et reliées à un volant d'inertie. Ainsi, la rotation des roues faisait tourner le volant d'inertie qui était freiné par une courroie de friction selon un mécanisme similaire à celui des ergocycles de l'époque. La vitesse de rotation du volant d'inertie était mesurée et la puissance mécanique externe était calculée en multipliant la force de résistance de la courroie de friction par la vitesse linéaire de la circonférence du volant d'inertie. Cependant, le modèle mécanique ne prenait pas en compte la puissance liée aux accélérations du volant d'inertie et des roues. De plus, la validité de l'estimation des forces de frottement sur le volant d'inertie par la courroie de friction a depuis été remise en cause [154]. Par ailleurs, à l'instar des ergomètre à rouleaux, les mouvements du Sujet n'avaient aucune influence sur la stabilité puisque l'ergomètre était fixe. Si cette configuration peut représenter un avantage pour le Sujet, elle reste néanmoins éloignée de la réalité du déplacement sur le terrain.

En 1982, Jarvis et Rolfe [168] ont conçu un simulateur adapté à l'étude de la propulsion des enfants en FRM et qui permettait de tester différents systèmes de propulsion comme des roues équipées de mains courantes ou des leviers. Le système d'application de la résistance et le calcul de la puissance mécanique étaient similaires à ceux utilisés par Brattgard *et al.* [33].

A la fin des années 1980, une équipe suédoise, Samuelsson *et al.* [267, 268], a développé un nouveau simulateur relié non pas à un volant d'inertie, mais à un appareil isocinétique intégrant un dynamomètre. La résistance était uniquement produite par l'appareil isocinétique de manière à maintenir une vitesse constante, déterminée par l'expérimentateur. Les vitesses angulaires permises par l'appareil isocinétique

correspondaient à une vitesse du FRM variant entre 0,08 et 1,60m/s. La résistance appliquée était mesurée par l'appareil et la puissance mécanique était calculée en multipliant le moment résistant imposé par le dynamomètre par la vitesse de rotation déterminée par l'expérimentateur. Puisque, par définition, la vitesse était constante, les moments d'inertie des roues et du système de transmission des efforts jusqu'à l'appareil isocinétique n'entraient pas en compte dans le calcul de la puissance mécanique. L'avantage de ce simulateur était qu'il permettait de simplifier le modèle mécanique de la propulsion et donc d'apprécier très précisément la puissance mécanique externe. Par contre, l'inconvénient était qu'il était très éloigné de la réalité du terrain. En effet, lorsqu'aucun effort n'était appliqué sur les mains courantes, comme c'est le cas lors de la phase de roue libre, la vitesse de rotation de la roue devenait nulle. Aussi, au début de la phase de poussée, le Sujet saisissait les mains courantes avec une vitesse nulle, ce qui n'est pas le cas dans la réalité, à l'exception du démarrage. De plus, l'inertie de translation ne pouvait pas être reproduite sur ce simulateur. Les résultats de ces études ont donné des puissances moyennes par cycle comprises entre 98 et 134 Watts avec un pic de puissance compris entre 228 et 523 Watts, obtenus avec des sujets valides lors d'un test de puissance maximale. Lors d'un exercice maximal anaérobie constitué de 50 poussées, la puissance pic lors des cinq dernières poussées était de 272 Watts en moyenne tandis que la puissance moyenne était de 85 Watts pendant le cycle de propulsion.

Enfin, en 1990, l'équipe néerlandaise du professeur van der Woude, conçut et fabriqua son propre simulateur, à partir d'un siège de dentiste [233, 333]. Le siège était équipé de deux roues fixées sur des montants instrumentés permettant d'évaluer différentes configurations de mains courantes ou d'angle de carrossage. La résistance était appliquée sur l'axe de rotation des roues par un moment résistant généré par un

frein électromagnétique. La vitesse de rotation des roues était mesurée ainsi que le moment propulsif appliqué sur les mains courantes. La puissance mécanique était calculée en multipliant le moment propulsif par la vitesse de rotation des roues. Avec la même précision que Samuelsson *et al.* [267, 268], ce simulateur permettait de reproduire l'inertie de translation à l'aide du frein électromagnétique. Cependant, le freinage appliqué était indépendant des mouvements du Sujet sur le siège, contrairement à ce qui se passe dans la réalité. Ce simulateur offrait néanmoins un bon compromis entre validité des mesures et validité avec le terrain.

L'avantage des simulateurs de FRM est qu'ils permettent de tester différents réglages comme la position de l'assise ou l'angle de carrossage des roues arrière, par exemple. Le modèle mécanique de la propulsion est également simplifié par rapport aux ergomètres à rouleaux et aux tapis roulants ce qui permet une meilleure quantification du travail et de la puissance mécaniques externe. Cependant, l'influence des mouvements du Sujet sur le siège n'a pas été quantifiée pour estimer le travail et la puissance mécanique développée par le Sujet. Cet aspect est l'inconvénient majeur des simulateurs car ni les forces de résistance à l'avancement, ni la cinématique du FRM ne sont modifiés en fonction des mouvements du Sujet sur le siège.

3.5. Les expérimentations sur le terrain

Compte tenu des difficultés technologiques, l'étude de la locomotion en fauteuil roulant sur le terrain n'a commencé qu'en 1984. A cette date, Asayama *et al.* [5, 6] ont mesuré la fréquence cardiaque de dix athlètes en FRM lors d'un semi-marathon (21,1 km). Cependant, le travail et la puissance mécaniques n'ont pas été quantifiés car aucun des paramètres mécaniques (résistance à l'avancement, vitesse instantanée, pente) ne

pouvait être mesuré en condition réelle de déplacement. Les résultats obtenus montrent une fréquence cardiaque moyenne de 167 battements par minute au cours de l'épreuve et pour les dix sujets participants. Bien que les résultats obtenus dans cette étude paraissent pauvres et critiquables de nos jours, il faut relativiser ces résultats avec des possibilités technologiques de l'époque.

Bien que plus de vingt ans aient passé depuis cette première étude sur le terrain, la quantification du travail et de la puissance mécaniques en situation réelle n'a toujours pas été réalisée de manière satisfaisante.

4. Les paramètres biomécaniques

4.1. Cinématique

4.1.1. Le FRM

4.1.1.1. Vitesse

Depuis les premières études physiologiques, la vitesse du FRM a toujours été un paramètre important dans l'analyse de cette locomotion. De même, dès les premières études biomécaniques de la fin des années 1980, les vitesses ont été analysées lors de compétitions d'athlétisme [63, 73, 252]. Ainsi, du fait du caractère cyclique de la propulsion en FRM, alternant des phases de poussée et des phases de roue libre, des fluctuations de la vitesse du FRM ont été mise en évidence dès 1990 [67, 75], y compris lorsque la vitesse moyenne par cycle était constante (Figure 8). Cependant, dans ces deux études, la vitesse du FRM n'a pas fait l'objet d'une analyse particulière. En effet, l'étude de Rory Cooper [67] était centrée sur les modifications des paramètres temporels du cycle de propulsion, alors que Kenneth Coutts [75] a porté son attention sur la comparaison de la vitesse « lissée » entre un FRM de basket-ball et un FRM d'athlétisme lors d'un démarrage en sprint. Cette dernière étude a notamment permis de montrer que lors des premiers mètres de déplacement, un FRM de basket-ball était plus rapide, mais que la vitesse du FRM d'athlétisme devenait très rapidement supérieure et continuait d'augmenter, alors que celle du FRM de basket-ball stagnait. Ainsi, le FRM d'athlétisme avait rattrapé le FRM de basket-ball au bout de seulement quatre secondes. Les différences entre les deux FRM portaient principalement sur le diamètre des mains courantes, qui était beaucoup plus petit pour les FRM d'athlétisme (32 cm) que pour les

FRM de basket-ball (55 cm), et sur le diamètre des roues propulsives qui était légèrement supérieur pour les FRM d'athlétisme (66 cm contre 60 cm pour les FRM de basket-ball). Ainsi, le rapport entre les diamètres des roues et des mains courantes était de 1,2 pour les FRM de basket-ball contre 2,1 pour les FRM de course, traduisant une plus grande difficulté à mettre le système {Sujet + FRM} en mouvement dans le cas du FRM d'athlétisme.

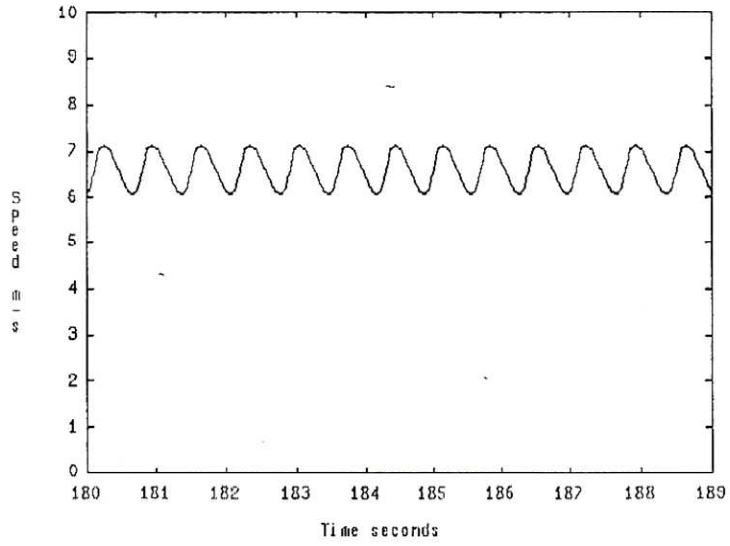


Figure 8 : Evolution de la vitesse instantanée du FRM lors d'un déplacement à vitesse moyenne constante sur un ergomètre à rouleaux. (Cooper et al., 1990). (Reproduit avec l'autorisation de la revue : J. Rehab. Res. Dev.)

Pourtant, bien que les études précédentes aient montré que la vitesse du FRM varie au cours du cycle de propulsion, la quasi-totalité des chercheurs l'a considérée constante : sur les ergomètres à rouleaux et les simulateurs, la vitesse du FRM est supposée égale à la vitesse moyenne, tandis que sur les tapis roulants, elle est généralement assimilée à la vitesse de défilement de la bande du tapis. Seule l'équipe d'Yves Vanlandewijck [298, 321, 322] a pris en compte ces variations de vitesse au cours du cycle de propulsion, que ce soit sur ergomètre à rouleaux [298] ou sur tapis roulant

[321, 322]. En effet, dans les études sur tapis roulant, ces auteurs ont relié des masses suspendues au châssis du FRM à l'aide d'un câble sur lequel était fixé un capteur de force afin de calculer les accélérations du FRM sur le tapis à partir des variations de la force mesurée par le capteur.

Au niveau des études sur le terrain, les développements récents de l'électronique et des techniques de transmission sans fil ont permis d'approcher la vitesse instantanée du FRM [84, 85, 96, 224, 225]. Le système de Moss *et al.* [224, 225], par exemple, nommé « velocometer » est en fait un codeur optique qui mesure la position angulaire de la roue et qui permet de calculer sa vitesse de rotation puis la vitesse linéaire du FRM, après calibration en fonction du rayon de la roue. Dans les deux études réalisées avec cet instrument, seule une des roues arrière du fauteuil était équipée. Or, lors d'un déplacement en virage, les deux roues arrière n'ont pas la même vitesse de rotation. Aussi, Moss *et al.* [224, 225] n'ont pu étudier qu'un déplacement en ligne droite. Le FRET-1 décrit par Dabonneville *et al.* et de Saint Rémy et al. [84, 85, 96] est quant à lui équipé de deux potentiomètres angulaires synchronisés, permettant de calculer la vitesse de rotation de chacune des roues arrière ainsi que les vitesses de translation et de rotation du châssis du FRM.

4.1.1.2. Déplacement et trajectoire

Dans la plupart des études physiologiques et biomécaniques, le déplacement du FRM a été mesuré et utilisé pour calculer la vitesse du FRM, mais il a rarement été analysé. En effet, ces études réalisées en laboratoire n'ont analysé que l'aspect propulsif de la locomotion, tandis que les aspects qualitatifs, tels que la maîtrise des trajectoires, n'ont été abordés que de manière subjective, lors de la réalisation de parcours en centres de rééducation sous l'observation des cliniciens et sans mesures concrètes et objectives

[183]. Ainsi, bien que la (re)construction de trajectoires ait fait l'objet d'écrits scientifiques pour la locomotion en fauteuil roulant motorisé afin d'éviter des obstacles, par exemple [220], seuls les travaux de N. de Saint Rémy *et al.* [94, 95, 96] relatent la reconstruction de la trajectoire suivie par un sujet se propulsant en FRM sur un parcours de slalom et sur un tour de piste d'athlétisme (environ 280m) en situation réelle de déplacement sur le terrain.

4.1.1.3. Accélérations

De la même façon que l'analyse des trajectoires, la quantification des accélérations du FRM n'a pas suscité un grand intérêt de la part des chercheurs. Vanlandewijck *et al.* [321] les ont déterminées à l'aide d'un capteur de force (cf. § 3.3) dans le but de calculer la puissance mécanique développée par le Sujet lors d'un exercice sur tapis roulant. D'autres auteurs les ont calculées pour estimer les forces de freinage [77, 93, 132, 162, 337] et VanSikkle *et al.* [325] ont utilisé un accéléromètre pour mesurer les vibrations subies par le châssis du FRM. Seule l'équipe du LIMOS a utilisé un accéléromètre 3D pour évaluer les résistances à l'avancement du FRM [93, 96] et pour évaluer de la puissance mécanique développée par le Sujet en se basant sur le théorème de l'énergie cinétique [327, 328] et à partir des vitesses du FRM.

4.1.2. Le Sujet

4.1.2.1. Cinématique segmentaire

Les paramètres cinématiques des membres supérieurs du Sujet lors de la locomotion ont été mesurés à l'aide de systèmes vidéographiques dans de nombreuses études scientifiques, dont les objectifs pouvaient être très différents. Par exemple, la trajectoire de la main ou du poignet a été utilisée pour décrire les différentes techniques

de propulsion. Ainsi, Sanderson et Sommer 3rd [269] ont distingué une technique de pompage et une technique semi-circulaire, alors que d'autres auteurs ont différencié quatre techniques : la technique de pompage ou en en arc de cercle, la technique en boucle simple, la technique en double boucle et la technique semi-circulaire [26, 27] (Figure 9).

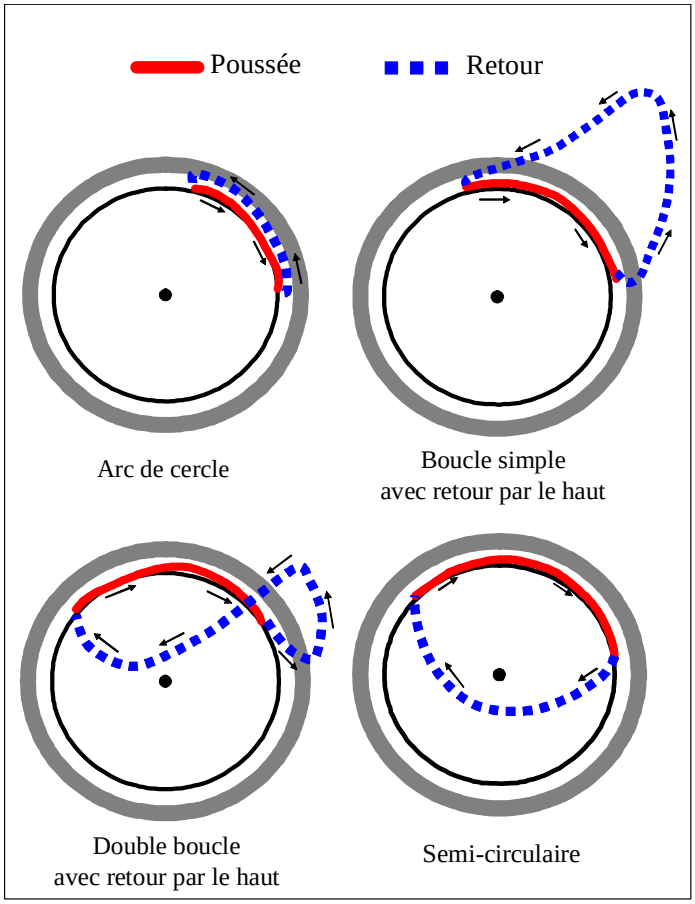


Figure 9 : Schémas de la trajectoire de la main en fauteuil roulant manuel.

La position de la main, plus précisément celle du 2ème ou du 3ème métacarpien, a également été utilisée pour déterminer le point d'application de l'effort appliqué par le Sujet sur la main courante [264]. Cette mesure permet de réduire le torseur des efforts au niveau du point d'application et de réaliser des calculs de dynamique inverse pour

estimer les efforts articulaires au poignet, au coude et à l'épaule. En combinant les efforts articulaires et les vitesses angulaires associées, les puissances articulaires ont pu être calculées [148, 151]. Les accélérations angulaires du coude et de l'épaule ont également été étudiées, de manière descriptive, pour déterminer l'ergonomie de différents réglages du siège [217].

La cinématique du tronc a été très peu étudiée car ce segment requiert une modélisation complexe [246]. Généralement, l'inclinaison du tronc, notamment remarquée lors d'exercices en état de fatigue ou contre une forte résistance, a été déterminée dans le plan sagittal, à partir de l'angle entre le vecteur joignant le centre de la roue arrière à l'épaule et la direction verticale orientée vers l'espace libre. L'inclinaison du pelvis, en partie responsable des problèmes d'escarres au niveau du bassin, n'a été étudiée que par Sprigle *et al.* [287] à l'aide d'un goniomètre.

4.1.2.2. Paramètres du cycle de propulsion

A partir de la position du point d'application de l'effort sur la main courante, les scientifiques et les cliniciens ont identifié les angles de début et de fin de contact [49, 146, 217, 321]. Ces angles sont définis à partir de l'orientation du vecteur joignant le centre de la roue arrière au point d'application, respectivement au début et à la fin du contact, par rapport à la direction normale à la surface de déplacement (qui correspondait généralement à la direction verticale). L'angle de poussée, quant à lui, est défini par la différence entre les angles de début et de fin de contact.

Les paramètres temporels du contact recouvrent le temps de poussée, le temps de retour et la fréquence de propulsion. Les temps de poussée et de retour correspondent aux intervalles de temps pendant lesquels la main est en contact ou non avec la main courante, respectivement. La durée du cycle de propulsion est l'intervalle de temps

séparant deux instants consécutifs de début de contact ; elle permet de calculer la fréquence de propulsion, généralement exprimée en nombre de cycles de propulsion par seconde (en Hz) ou par minute (coups par minute). D'un point de vue mécanique, il est préférable d'exprimer la fréquence en Hertz mais les cliniciens préfèrent l'exprimer en nombre de coups par minute.

4.1.2.3. Centres de masse

Pour étudier la biomécanique de l'homme en mouvement, il est souvent plus simple de modéliser le Sujet à l'aide de son centre de masse global ou d'un nombre restreint de centres de masse segmentaires. Cependant, le calcul des centres de masse segmentaires et, par suite, du centre de masse global nécessite de connaître les propriétés inertielles de chacun des segments du Sujet. Pour cela, des tables anthropométriques de la littérature sont généralement utilisées comme celles de Winter [344] et de Zatsiorsky [356, 357]. Le problème est que ces tables ne sont pas représentatives des utilisateurs de FRM dont les caractéristiques inertielles des segments dépendent d'un grand nombre de paramètres comme, par exemple, l'âge, le sexe, le niveau de sédentarisation, le niveau de lésion médullaire ou le nombre d'années passées en FRM. Par ailleurs, les seules données anthropométriques d'utilisateurs de FRM et publiées à ce jour sont destinées aux concepteurs de mobilier ou d'aménagements urbains ; elles ne recensent que les longueurs et les largeurs de certains segments, du tronc et du FRM [87, 170]. Jusqu'à présent, aucune étude n'a exprimé les positions des centres de masse segmentaires des sujets en FRM. De ce fait, il n'existe pas de modèle anthropométrique de référence adapté au Sujet en FRM, ce qui explique que l'étude du centre de masse global du Sujet n'ait pas été réalisée. En effet, seules quelques études exploratoires menées au L.I.M.O.S. ont cherché à déterminer la position globale du

centre de masse du Sujet [270, 271, 272, 273] et seuls Moss *et al.* [225] ont publié des résultats basés sur les centres de masse du tronc et des membres supérieurs. Cependant, ces différentes études ont été réalisées avec des sujets valides de manière à pouvoir s'appuyer sur les tables anthropométriques de Winter [344].

4.2. Dynamique

4.2.1. Le FRM

4.2.1.1. Les efforts appliqués sur les mains courantes

4.2.1.1.1. Mesure des efforts

La mesure des efforts appliqués par le Sujet sur les mains courantes est un des points-clés de l'analyse dynamique de la locomotion en FRM. Les premiers instruments destinés à cette mesure remontent à la fin des années 1980, lorsque Strauss *et al.* (1989) [292] ont décrit un dynamomètre permettant de mesurer à la fois et les forces et les moments appliqués sur la main courante. Cependant, cet instrument présentait des problèmes de linéarité et de dérive des signaux et seul le moment propulsif, qui correspond au moment autour de l'axe de rotation de la roue, a pu être exploité. Un deuxième prototype, incorporant un capteur AMTI à six degrés de liberté, a également été décrit par Strauss *et al.* (1991) [293] mais aucun écrit n'a ensuite rapporté une utilisation concrète de cet instrument. Peu après, Gehlsen et Bahamonde (1992, 1993) [138, 139] ont rapporté l'utilisation d'un dynamomètre de main courante, mais les résultats n'en ont pas été publiés.

En 1990, Niesing *et al.* [233] ont construit un simulateur de fauteuil roulant équipé de capteurs qui permettaient de mesurer, sur chacune des deux roues arrière, les trois

composantes de la force appliquée sur l'axe de rotation de la roue et le moment propulsif. Cependant, le torseur dynamique n'était pas complètement déterminé car il manquait deux composantes au moment appliqué sur chaque roue. Ce simulateur a tout de même permis à l'équipe de Lucas van der Woude de mener un grand nombre d'études sur la propulsion en FRM [88, 89, 90, 167, 302, 303, 307, 308, 309, 310, 311, 313, 316, 317, 318, 330, 331, 332, 334] car il proposait de nombreux réglages tels que la position du siège ou l'angle de carrossage des roues, par exemple. Ce simulateur a également permis à Veeger *et al.* [331] de démontrer le caractère symétrique de la propulsion (à partir des paramètres temporels de la propulsion) car c'était le seul instrument permettant de mesurer simultanément les efforts appliqués sur les deux mains courantes. Depuis, l'équipe néerlandaise s'est équipée d'une roue instrumentée avec un capteur à six degrés de liberté pour mesurer le torseur complet en situation réelle, notamment utilisée par Stephen van Drongelen pour étudier la dynamique articulaire lors de certaines tâches comme le transfert, par exemple [316, 317, 318].

A la même époque, aux Etats-Unis, l'équipe de Rory Cooper a mis au point une roue dynamométrique qui permettait de mesurer les six composantes du torseur d'effort appliqué par le Sujet sur la main courante. Cette roue dynamométrique, décrite par Asato *et al.* [4] et VanSickle *et al.* [324], pouvait être montée sur n'importe quel FRM dans le but de mesurer les efforts appliqués par les Sujets sur leurs propres FRM. Dans les études réalisées par cette équipe, le FRM était installé sur un ergomètre à rouleaux et la roue dynamométrique leur a permis d'étudier les modèles de la propulsion [63, 64, 65] et la dynamique articulaire [23, 24, 60, 219, 253, 278]. Cette roue dynamométrique a été commercialisée sous le nom de SMART^{Wheel}, ce qui a permis à d'autres chercheurs tels que Newsam [230, 231], Kulig [190, 191] ou encore Mulroy [226, 227] d'étudier la dynamique articulaire en fonction du niveau de lésion ou des réglages du siège. Cet

instrument permettait également d'envisager des expérimentations sur le terrain, qui n'ont cependant pas été réalisées à cette époque.

Peu de temps après (1992) et toujours aux Etats-Unis, l'équipe du professeur Mary Rodgers a décrit [42-44], une main courante instrumentée, de 38 cm de diamètre, qui permettait de mesurer en continu les forces tangentielles appliquées sur la main courante [254, 255]. Cependant, ce prototype ne permettait pas de mesurer les six composantes du torseur des efforts appliqués sur la main courante. Ce problème a rapidement été résolu puisque, dès 1994, Rodgers *et al.* [256] ont rapporté l'utilisation d'un nouveau dynamomètre mesurant les six composantes du torseur d'effort pour étudier l'influence de la fatigue sur la biomécanique de la propulsion.

En 1993, Su *et al.* [294] ont également utilisé un dynamomètre permettant de mesurer les six composantes du torseur des efforts appliqués à l'axe de la roue pour réaliser une analyse cinématique et dynamique en trois dimensions et calculer, par dynamique inverse, les puissances articulaires au poignet, au coude et à l'épaule [148, 149, 150, 351]. Ensuite, cette équipe taïwanaise a également travaillé avec une équipe américaine dirigée par K.N. An, et ces travaux se sont traduits par les études de Sabick *et al.* [263, 264], Kotarjarvi *et al.* [185, 186, 187] ainsi que Lin *et al.* [202] qui ont utilisé la même roue dynamométrique.

En France, un Fauteuil Roulant Ergomètre de Terrain, nommé FRET-1 [81, 85, 96] et destiné à l'étude des paramètres biomécaniques sur le terrain a été développé au L.I.M.O.S. et en collaboration avec le L.M.P.[18]. Cet ergomètre est équipé de deux roues dynamométriques à six composantes fonctionnant sur le principe défini dans les travaux

[18] L.M.P. : Laboratoire de Mécanique Physique, Université Bordeaux I, UMR 5469 CNRS.

réalisés par Yves Couétard [71, 72], et dont les mains courantes sont équivalentes au plateau d'effort d'une plate-forme de force traditionnelle. Les deux roues dynamométriques permettent de mesurer simultanément et de manière synchronisée les efforts appliqués des deux côtés du FRET-1 au cours de déplacements sur le terrain.

Finalement, il existe actuellement dans le monde six types de dynamomètres de main courante [4, 81, 233, 256, 294, 316] dont seulement cinq sont capables de mesurer les six composantes du torseur des efforts appliqués par le Sujet sur les mains courantes, parmi lesquels la SMART^{Wheel} et le FRET-1 [4, 81, 256, 294]. En outre, seul le FRET-1 est capable de mesurer les torseurs des efforts appliqués sur les deux mains courantes du FRM, simultanément et de manière synchronisée, et est réellement destiné à l'exploration scientifique sur le terrain.

4.2.1.1.2. Moment propulsif

Le moment propulsif ($\overrightarrow{M}_{prop}$) est le moment exercé par le Sujet autour de l'axe de rotation de la roue arrière du fauteuil (O_2) qui permet de la faire tourner et donc de faire avancer le fauteuil. Lorsque le Sujet applique un effort au point A_{mc} de la main courante, il applique une force ($\overrightarrow{F}_{mc}$) et un moment généralement qualifié de « local » ($\overrightarrow{M}_{mc}$). Le moment résultant en O_2 est alors égal à la somme du moment créé par $\overrightarrow{F}_{mc}$ et du moment local :

$$\overrightarrow{M}_{O_2} = \overrightarrow{O_2A_{mc}} \wedge \overrightarrow{F}_{mc} + \overrightarrow{M}_{mc}$$

Le moment propulsif correspond à la composante de $\overrightarrow{M}_{O_2}$ suivant $\vec{k}_f$:

$$M_{prop} = \overrightarrow{M}_{O_2} \cdot \vec{k}_f$$

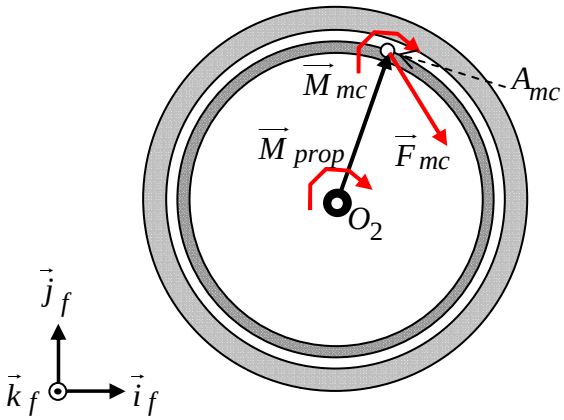


Figure 10 : Représentation du moment propulsif ($\overrightarrow{M}_{prop}$), de la force ($\overrightarrow{F}_{mc}$) et du moment local ($\overrightarrow{M}_{mc}$) appliqués par le Sujet sur la main courante.

Pour déterminer le moment propulsif, la première méthode est de le mesurer directement à l'aide d'une roue dynamométrique [4, 81, 233, 256, 294]. Une seconde méthode consiste à le déterminer indirectement en mesurant ou en calculant la force de propulsion ($\overrightarrow{F}_{prop}$) appliquée par la roue sur le sol (au point I_2) :

$$\overrightarrow{M}_{prop} = \overrightarrow{O_2 I_2} \wedge \overrightarrow{F}_{prop}$$

Pour mesurer directement cette force, certains auteurs ont placé le FRM sur une plate-forme de forces [301] dont les dimensions réduites limitent l'exploration. D'autres auteurs [102, 107] ont équipé des ergomètres à rouleaux d'un capteur de moment afin de mesurer le moment créé par la force de propulsion à l'axe du rouleau ($\overrightarrow{M}_{rouleau}$). En connaissant le rayon du rouleau ($r_{rouleau}$) et dans l'hypothèse d'un roulement sans glissement, la force propulsive pouvait être calculée à partir de la relation suivante :

$$\overrightarrow{F}_{prop} = \frac{M_{rouleau}}{r_{rouleau}} \vec{i}_f$$

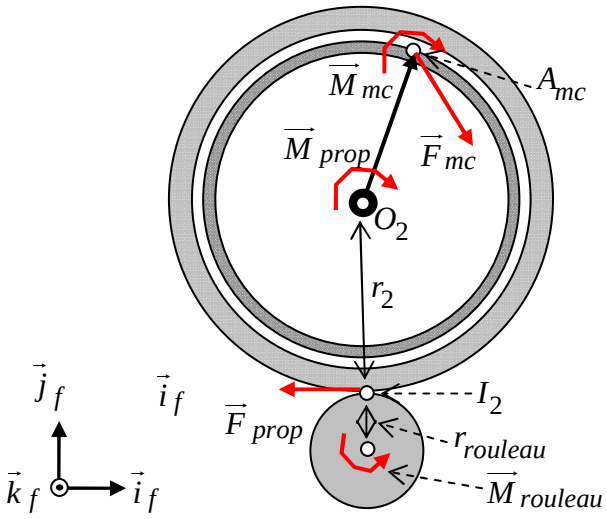


Figure 11 : Représentation du moment appliqué à l'axe de rotation du rouleau ($\overrightarrow{M}_{rouleau}$) par la force propulsive ($\overrightarrow{F}_{prop}$).

Le moment propulsif pouvait alors être calculé en multipliant la force propulsive par le rayon de la roue (r_2) ou en multipliant directement l'opposé de $\overrightarrow{M}_{rouleau}$ par le rapport entre les rayons de la roue et du rouleau :

$$\overrightarrow{M}_{prop} = -\frac{r_2}{r_{rouleau}} \overrightarrow{M}_{rouleau}$$

4.2.1.1.3. Force efficace, force motrice et fraction efficace

4.2.1.1.3.1. Force efficace

Dans l'étude de la propulsion en FRM, la notion de force efficace ($\vec{F}_{eff}$) a été définie par Veeger *et al.* [333] au début des années 1990 : elle correspond à la composante de $\overrightarrow{F}_{mc}$ contribuant au moment propulsif. La force efficace est calculée en divisant la composante transversale du moment créé en O_2 par $\overrightarrow{F}_{mc}$ par le rayon de la main courante (r_{mc}) :

$$F_{eff} = \left(\frac{\overrightarrow{O_2 A_{mc}} \wedge \vec{F}_{mc}}{r_{mc}} \right) \cdot \vec{k}_f$$

$\vec{F}_{eff}$ est donc définie dans le plan de main courante et est tangentielle à celle-ci au niveau du point d'application de l'effort. Pour cette raison, de Saint Rémy [96] a exprimé ce concept simplement sous le nom de force tangentielle ($\vec{F}_{tan}$) :

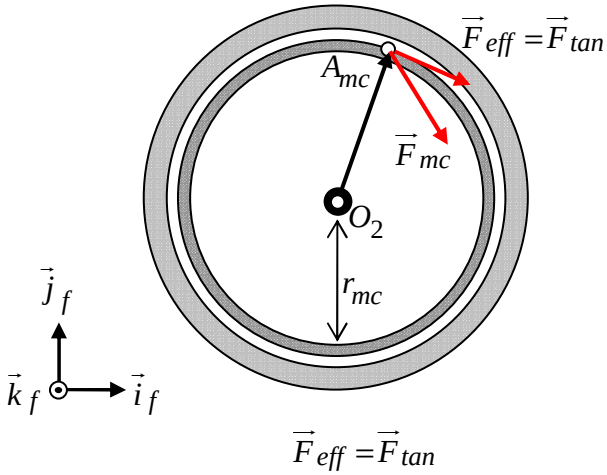


Figure 12 : Représentation de la force appliquée sur la main courante ($\vec{F}_{mc}$) et de la force efficace ($\vec{F}_{eff}$).

4.2.1.1.3.2. Force motrice

La force motrice ($\vec{F}_m$) a été définie par Veeger [333] comme la force tangentielle théorique qui créerait un moment autour de l'axe de rotation de la roue arrière égal au moment propulsif (Figure 13) :

$$F_m = \frac{M_{prop}}{r_{mc}}$$

Soit :

$$F_m = F_{eff} + \frac{M_{mc\ z}}{r_{mc}}$$

La force motrice est donc définie dans le plan de la main courante et orientée tangentiellement à celle-ci.

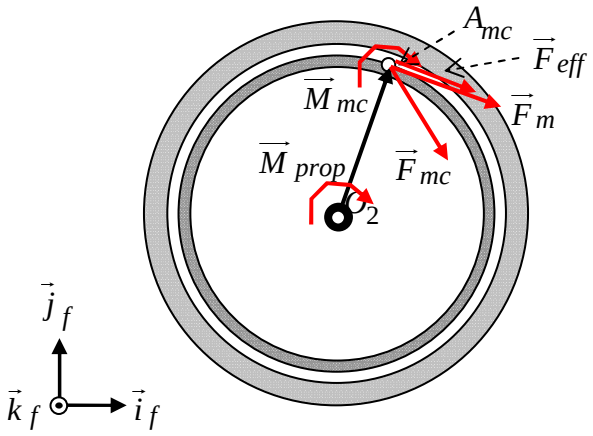


Figure 13 : Représentation de la force efficace ($\vec{F}_{eff}$) et de la force motrice ($\vec{F}_m$), d'après Veeger et al. (1992).

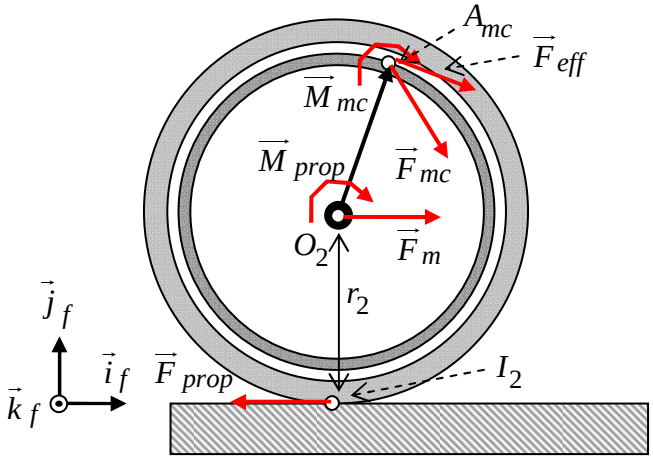


Figure 14 : Représentation de la force efficace ($\vec{F}_{eff}$), de la force propulsive ($\vec{F}_{prop}$) et de la force motrice ($\vec{F}_m$), d'après de Saint Rémy (2005).

Pour de Saint Rémy [96], la force motrice est la force qui est appliquée au centre de la roue arrière et fait avancer le FRM. Dans l'hypothèse d'un roulement sans glissement, la force motrice est égale au rapport entre le moment propulsif et le rayon de la roue arrière (r_2) :

$$F_m = \frac{M_{prop}}{r_2}$$

Bien que les définitions données par Veeger et par de Saint Rémy soient différentes, elles ne sont pas pour autant très éloignées. En effet, la différence provient de l'application qui est en est faite par ces auteurs : pour Veeger, l'objectif était d'analyser la qualité de la propulsion des sujets sur un simulateur, alors que pour de Saint Rémy, la force motrice était intégrée dans un modèle mécanique de la locomotion sur le terrain.

4.2.1.1.3.3. Fraction efficace

La fraction efficace (FEF) de l'effort appliqué sur la main courante est un autre concept défini par Veeger *et al.* [333] et qui correspond au rapport des normes de la force motrice et de la force appliquée sur la main courante. La fraction efficace représente en quelque sorte un indice de l'efficacité de l'effort appliqué par le Sujet sur la main courante :

$$FEF = \frac{F_m}{F_{mc}}$$

En remplaçant dans cette équation la force motrice par sa valeur calculée suivant la définition de Veeger *et al.* [333], il advient que la fraction efficace est égale au rapport

de la norme du moment propulsif au produit du rayon de la main courante et de la norme de la force appliquée sur la main courante :

$$FEF = \frac{M_{prop}}{r_{mc} \; F_{mc}}$$

Dans un modèle en deux dimensions, Morrow *et al.* [223] ont défini une fraction « effective » par le rapport de la force efficace à la force appliquée sur la main courante. Dans ce cas, le moment local appliqué par le Sujet sur la main courante n'entre pas en ligne de compte et la fraction « effective » représente en quelque sorte la proportion de la force appliquée par le Sujet utile à la propulsion :

$$FEF = \frac{F_{eff}}{F_{mc}} = \frac{F_{\tan}}{F_{mc}}$$

4.2.1.1.4. Point d'application des efforts sur la main courante

Pour déterminer la force efficace définie par Veeger *et al.* [333] et la fraction effective définie par Morrow *et al.* [223], il est nécessaire de connaître les composantes de $\overrightarrow{O_2 A_{mc}}$, donc les coordonnées du point d'application de l'effort appliqué sur la main courante. Ce point est également nécessaire au calcul des efforts articulaires puisque l'analyse en dynamique inverse nécessite de connaître le moment local. Différentes stratégies et méthodes ont été développées pour calculer ou mesurer la position de A_{mc} dans le référentiel de la roue.

4.2.1.1.4.1. Calcul du point d'application

Sur une plate-forme de forces, le point d'application, nommé centre de pression (COP, « center of pressure »), est calculé à partir du torseur d'effort mesuré par le dynamomètre [111] dont le moment, réduit à l'origine O du dynamomètre, est égal à la

somme du produit vectoriel entre le vecteur position du centre de pression sur la plate-forme ($\overrightarrow{OA_{COP}}$) et la force appliquée ($\vec{F}$), et du moment local ($\vec{M}_{A_{COP}}$) appliqué en A_{COP} :

$$\vec{M}_O = \overrightarrow{OA_{COP}} \wedge \vec{F} + \vec{M}_{A_{COP}}$$

Soit

$$\begin{aligned} M_{Ox} &= y_{A_{COP}} \ F_z - z_{A_{COP}} \ F_y + M_{A_{COP}x} \\ M_{Oy} &= -x_{A_{COP}} \ F_z + z_{A_{COP}} \ F_x + M_{A_{COP}y} \\ M_{Oz} &= x_{A_{COP}} \ F_y - y_{A_{COP}} \ F_x + M_{A_{COP}z} \end{aligned}$$

Où M_{Ox}, M_{Oy}, M_{Oz} représentent les trois composantes du moment résultant à l'origine du dynamomètre ; $M_{A_{COP}x}$, $M_{A_{COP}y}$, $M_{A_{COP}z}$ représentent les trois composantes du moment local appliqué sur le plateau ; F_x, F_y, F_z sont les trois composantes de la force appliquée sur la plate-forme et $x_{A_{COP}}$, $y_{A_{COP}}$, $z_{A_{COP}}$ sont les coordonnées du centre de pression.

Sur une plate-forme de force classique, il est généralement admis qu'aucun moment ne peut être appliqué autour des axes qui définissent le plan du plateau puisque l'effort est appliqué sur le plateau. Soit :

$$M_{A_{COP}x} = M_{A_{COP}z} = 0$$

Par ailleurs, la coordonnée $y_{A_{COP}}$ est connue puisqu'elle a été déterminée lors de la conception du dynamomètre. En isolant $x_{A_{COP}}$ et $z_{A_{COP}}$ dans les expressions précédentes de M_{Ox} et M_{Oz} respectivement, les coordonnées du centre de pression peuvent alors être calculées comme suit :

$$x_{A_{COP}} = \frac{y_{A_{COP}} \ F_x + M_{Oz}}{F_y}$$

$$z_{A_{COP}} = \frac{y_{A_{COP}} \ F_z - M_{Ox}}{F_y}$$

Pour les roues dynamométriques, le problème est que le Sujet peut saisir la main courante et donc appliquer un moment local dans les trois dimensions de l'espace. Ce problème méthodologique n'a pourtant pas empêché Cooper *et al.* [57] en 1995 d'appliquer telle quelle la méthode classique de calcul du centre de pression des plates-formes de forces traditionnelles. En 1997, ces mêmes auteurs [59] ont essayé de contourner le problème en utilisant les coordonnées cylindriques du point d'application dans le plan de la main courante. Cependant, le problème restait entier puisque seul le moment autour de l'axe de rotation n'était pas considéré comme nul. Cette hypothèse a finalement été reconnue comme fausse par ces auteurs à la fin de ce deuxième article.

Dans un article plus récent, Sabick *et al.* [263] ont essayé de résoudre le problème en considérant le cas général, puis en appliquant certaines hypothèses simplificatrices. Ainsi, les moments locaux M_{mcx}, M_{mcy} et M_{mcz} ont été supposés nuls tour à tour puis à la fois M_{mcx} et M_{mcy}. La position du point d'application était déterminée en coordonnées cylindriques dans le plan de la main courante à partir du rayon de la main courante et de l'angle (α) :

$$x_{A_{mc}} = r_{mc} \cos \alpha$$
$$y_{A_{mc}} = r_{mc} \sin \alpha$$

L'angle α, permettant de repérer le point d'application, a été calculé pour chacune des quatre conditions simplificatrices : les valeurs obtenues étaient différentes pour

chacune des conditions, traduisant qu'aucune des trois composantes du moment local ne pouvait être supposée nulle.

4.2.1.1.4.2. Mesure du point d'application

Pour mesurer la position du point d'application, la plupart des auteurs utilisent un système vidéographique qui permet de le localiser à l'aide d'un marqueur réfléchissant positionné sur la main. En fonction du nombre de caméras, cette position a été déterminée en deux dimensions dans le plan de la main courante, ou en trois dimensions. Cependant, tous les auteurs ne sont pas d'accord sur la position du marqueur fixé sur la main : 2ème métacarpien [57, 58, 59, 253], 3ème métacarpien ou milieu du 2ème et 5ème métacarpiens [148, 263]. Quoiqu'il en soit, la mesure de la position d'un marqueur sur la main n'est qu'une approximation du point d'application de l'effort et il est probable que le point d'application évolue entre le 2ème et le 5ème métacarpien entre le début et la fin du contact avec la main courante.

En dehors des systèmes vidéographiques, une main courante instrumentée permettant d'estimer la position angulaire du point d'application sur la main courante a été décrite récemment par Kauffmann *et al.* [180]. Ce capteur est constitué d'une piste résistive collée sur le périmètre de la main courante et alimentée en deux points diamétralement opposés. Lorsque le Sujet saisit la main courante, un dispositif mécanique permet de mettre en contact la piste résistive avec une sonde de tension établissant un contact électrique. La position angulaire de la main est alors déterminée à un demi-cercle près à partir du rapport entre la tension électrique mesurée et la tension de référence. Le capteur permet également de mesurer la largeur de l'appui avec une précision inférieure au demi-centimètre lorsque l'on sait sur quel demi-cercle a lieu l'appui. Ce capteur n'est actuellement qu'un prototype et des améliorations doivent être

apportés afin de déterminer directement la position du point d'application sur l'ensemble de la main courante. Selon les auteurs, une double alimentation électrique avec un décalage de 90° sur la main courante permettrait de résoudre ce problème. Ce prototype de capteur de position du point d'application sur la main courante présente des perspectives intéressantes, notamment pour l'exploration sur le terrain. Cependant, il n'a pas encore été installé ni testé sur un FRM.

4.2.1.2. Les efforts appliqués sur le siège

Il est largement admis que la nature et l'intensité des efforts appliqués par le Sujet sur le siège (forces de pression et de cisaillement) sont à l'origine des problème d'escarres et d'ulcères de pression ressentis par les personnes en FRM au niveau de l'assise : selon Kernozek et Lewin [181] au moins 25% des sujets avec une lésion médullaire ont des ulcères de pression, et 4 à 8% d'entre eux décèdent des suites de ces lésions. Pourtant ces contraintes ont rarement été étudiées à travers les paramètres dynamiques et la plupart des études sur ce thème ont seulement cherché à déterminer la cartographie des pressions exercées à l'interface entre l'utilisateur et différents types de coussins d'assise.

4.2.1.2.1. Cartographie des pressions

Pour étudier la répartition des pressions, la plupart des auteurs a utilisé des tapis souples équipés d'une matrice de jauges de contrainte, de dimensions variables d'une étude à l'autre, et placés sur le coussin d'assise. Ainsi, le tapis utilisé par Kernozek et Lewin [181] était composé de 1024 jauges de contrainte (32 × 32) de 1,5 cm^2 chacune, celui utilisé par Assaoui *et al.* [7, 8] était composé de 225 jauges de contrainte (15 × 15) d'environ 2,7 cm^2 et celui de Tam *et al.* [297] possédait une densité de quatre jauges par centimètre-carré mais le nombre de jauges de contrainte n'a pas été précisé.

L'ensemble de ces études a permis de mettre en évidence ou de confirmer que la pression exercée par le Sujet sur le siège était différente en conditions statique et dynamique [181]. Ainsi, les recommandations actuelles sont comprises entre 6 et 9 kPa alors que Kernozek et Lewin [181], d'une part, et Burn et Betz [41], d'autre part, ont mesuré une pression moyenne comprise entre 7 et 16 kPa pendant le cycle de propulsion. Par ailleurs, Tam *et al.* [297] ont montré que la pression maximale n'était pas toujours située exactement au niveau des tubérosités ischiatiques mais quelques millimètres en avant, en fonction des mouvements du Sujet et de la rotation du pelvis. Enfin, la comparaison des pressions entre un sujet valide et un sujet avec une lésion médullaire [8] a montré que chez ces derniers, les pressions étaient concentrées sur des surfaces plus restreintes que chez les valides (Figure 15).

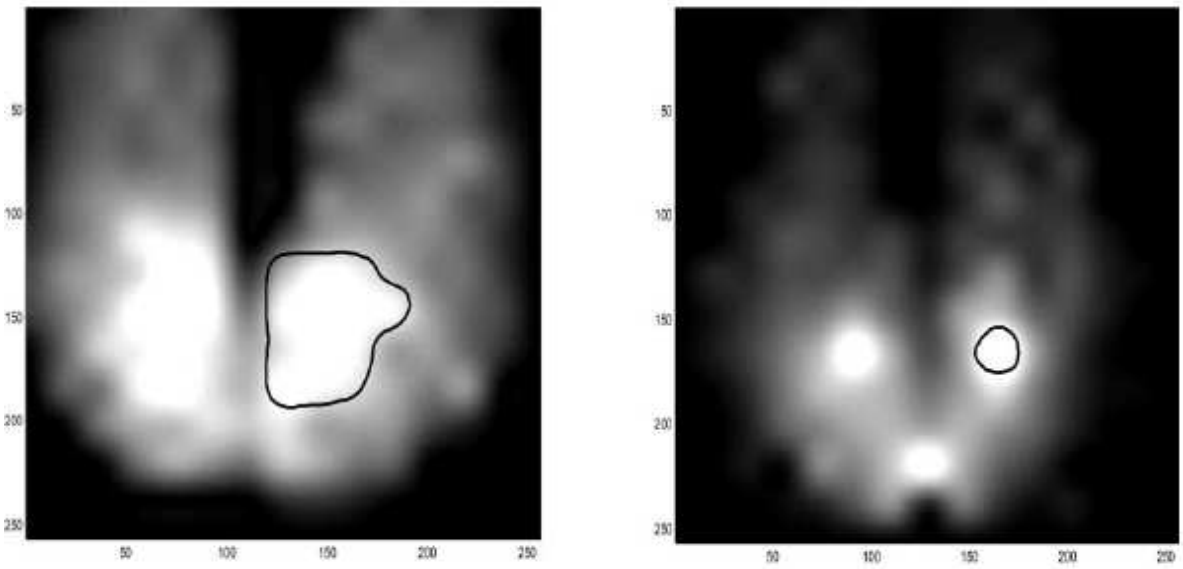


Figure 15 : Cartographies des pressions sur l'assise d'un FRM en position statique chez un sujet valide (à gauche) et chez un sujet avec une lésion médullaire (à droite). Les zones blanches sont les zones à fortes pressions et la zone entourée est le résultat de l'algorithme de Rachid Assaoui [8]*. (Repoduit avec l'autorisation de Elsevier)*

4.2.1.2.2. Torseur des efforts et centre de pression

Pour mesurer les efforts appliqués par le Sujet sur le siège, il est nécessaire de fixer cet élément sur une plate-forme de forces. L'ergomètre de Neising [233] permettait de mesurer ce torseur mais aucun résultat n'a été publié. Seuls Gilsdorf *et al.* [143], Assaoui *et al.* [7] et l'équipe du L.I.M.O.S. [85, 96] ont publié des données sur le torseur dynamique appliqué par le Sujet sur le siège et toutes ont permis de montrer que la position du centre de pression sur le siège n'était pas constante au cours du cycle de propulsion.

Cependant, dans les quelques études sur les efforts appliqués par le Sujet sur le siège d'un FRM, la méthode de calcul du centre de pression n'a pas toujours été détaillée [7]. De Saint Rémy, par exemple, a supposé que le Sujet ne pouvait exercer qu'un moment local autour de l'axe vertical, ce qui lui permettait de ramener le problème dans les conditions d'une plate-forme classique [111] (cf. § 4.2.1.1.4.1).

4.2.1.3. La réaction du sol

Puisque le système {Sujet + FRM} est en appui sur le sol, celui-ci exerce des forces de réaction sur le FRM aux niveaux des points de contact des quatre roues. Cependant, jusqu'à présent, ces forces de réaction du sol n'ont pas suscité un grand intérêt et seul de Saint Rémy [96] s'est penché sur ce sujet afin de définir un modèle mécanique de la propulsion en FRM sur le terrain dans les conditions d'un roulement sans glissement.

Généralement, seule la résultante des quatre composantes normales a été utilisée [162], même si quelques auteurs ont différencié les roues avant et les roues arrière [96, 163], notamment pour déterminer les forces de résistance à l'avancement [96, 162, 163]. De plus, la composante normale de la force de réaction globale est souvent supposée

égale au poids du système {Sujet + FRM} [162, 163]. Au L.I.M.O.S., il a été considéré que les mouvements du Sujet sur le FRM faisaient varier à la fois la résultante des réactions normales ainsi que la répartition de cette résultante entre les roues avant et arrière [96, 270, 271, 272, 273]. Cependant, jusqu'à présent, seules les forces verticales ont été prises en considération, alors que les moments créés par les autres composantes du torseur des efforts appliqués sur le siège peuvent créer un moment qui peut aller jusqu'à faire décoller les roues avant ou les roues arrière. Ce point sera discuté précisément dans le modèle mécanique.

Nicolas de Saint Rémy [96] a intégré les composantes antéropostérieures des forces de réaction du sol dans un modèle mécanique en différenciant les phases de poussée et les phases de roue libre, dans le cas précis d'un roulement sans glissement. Aussi, pendant la phase de roue libre, les composantes antéropostérieures des quatre forces de réaction du sol étaient dirigées dans le sens opposé au déplacement du FRM. Pendant la phase de poussée, cette composante restait de sens opposée au déplacement du FRM pour les roulettes avant alors qu'elle devenait de même sens pour les roues arrière.

4.2.1.4. Les forces de freinage

Les forces de freinage, également nommées forces de résistance à l'avancement ($\vec{F}_{ra}$), sont l'ensemble des forces qui s'opposent au déplacement du FRM. Dans un article consacré à la modélisation de la propulsion en FRM, et suite aux travaux de Cooper [66, 68, 69, 70], Hofstad et Patterson [163] ont identifié trois types de résistance à l'avancement : la résistance aérodynamique ($\vec{F}_{aérodynamique}$), la résistance au roulement ($\vec{F}_{roulement}$) et la résistance au niveau des axes de rotation des roues ($\vec{F}_{friction}$).

$$\vec{F}_{ra} = \vec{F}_{aérodynamique} + \vec{F}_{roulement} + \vec{F}_{friction}$$

Le modèle de la résistance aérodynamique utilisé par Hofstad et Patterson est celui de la force de traînée classiquement définie par la relation suivante :

$$\vec{F}_{aérodynamique} = -\frac{1}{2}\,\rho\;S\;C_x\;v^2$$

Où ρ représente la densité de l'air (1,23 kg.m^{-3} au niveau de la mer), S la surface frontale, C_x le coefficient de traînée aérodynamique du Sujet sur son FRM (également nommé coefficient de forme) et v la vitesse relative du FRM par rapport au vent.

Le problème est que les variables nécessaires au calcul de la force de traînée aérodynamique sont difficiles à quantifier et très peu de résultats ont permis d'évaluer leurs ordres de grandeur. Seuls Coe *et al.* [54] ont rapporté des données sur les coefficients de traînée d'un FRM seul (C_x = 0,96) et d'un système composé d'un FRM et d'un mannequin représentant un homme moyen (C_x = 1,4). Mais aucune étude n'a rapporté de résultat quant à la surface frontale.

En outre, comme la plupart des études sur la locomotion en FRM ont eu lieu en laboratoire, sur des ergomètres où le déplacement du FRM était nul (simulateurs et ergomètres à rouleaux) ou très faible (tapis roulants), la force de traînée a toujours été négligée. Par ailleurs, dans les expérimentations sur le terrain, il a généralement été admis qu'en-dessous d'une vitesse de 2 m/s, la résistance aérodynamique était négligeable bien qu'aucune mesure n'ait jamais été réalisée pour le démontrer [312]. Par contre, lorsque la vitesse est importante, comme lors de compétitions, la résistance aérodynamique est généralement considérée comme la principale composante de la résultante des forces de freinage [38].

Pour ce qui est de la résistance au roulement et de la résistance de friction, dans la plupart des cas, seule la résultante de ces deux résistances a été déterminée. Pour cela, des méthodes dynamiques basées sur des tests de résistance [40, 305], des méthodes cinématiques basées sur la mesure de la décélération du FRM [30, 76, 132, 133, 162, 298, 337], ainsi qu'une méthode cinétique utilisant un coefficient de frottement de roulement déterminé sur une plate-forme de forces [200], ont été utilisées sur les différents ergomètres de laboratoire et sur le terrain. Dans toutes ces méthodes, le Sujet était assis et immobile sur le FRM, généralement le dos contre le dossier et la résistance était ensuite considérée constante pour un même Sujet tout au long des expérimentations avec un même FRM. Hofstad et Patterson [163] ont défini la résistance au roulement à partir des coefficients de frottement de roulement des roues avant (λ_1) et arrière (λ_2) et du poids total (P) réparti sur chaque roue, calculé à partir de la distance horizontale du centre de gravité du système {Sujet + FRM} par rapport aux roues arrière (d_1) et avant (d_2).

$$F_{roulement} = \lambda_1 \left(P \ \frac{d_1}{d_1+d_2} \right) + \lambda_2 \left(P \ \frac{d_2}{d_1+d_2} \right)$$

Ce modèle explique que la position du Sujet sur le FRM faisait varier la résistance au roulement [214] qui dépendait alors à la fois de la masse totale du système {Sujet + FRM} et de sa répartition entre les roues avant et les roues arrière [93]. Pour Hofstad et Patterson [163] la position du centre de gravité était déterminée en statique et la réaction normale était alors assimilée à l'opposée du poids du système {Sujet + FRM}. Or, des études ultérieures ont montré que les mouvements du Sujet faisaient varier à la fois la réaction normale totale du système {Sujet + FRM} et sa répartition entre les roues avant et arrière au cours du cycle de propulsion [96, 270, 271, 272, 273]. Actuellement, seul le modèle mathématique proposé par de Saint Rémy *et al.* [96, 97] permet d'estimer les

forces de freinage en fonction de la réaction normale (R_N) et de sa répartition antéropostérieure (R_{AP}) à l'aide de coefficients a, b et c, calculés statistiquement à partir de plusieurs séries de tests de décélération sur le terrain :

$$F_{ra} = F_{roulement} = a\ R_N + b\ R_{AP} + c\ R_N \times R_{AP}$$

Ce modèle, qui a été développé avec le FRET-1, permet d'estimer la résultante des forces de freinage en continu sur le terrain et a permis à Nicolas de Saint Rémy [96] de montrer que la force de freinage n'était pas constante au cours du cycle de propulsion sur le terrain. Cependant, l'inconvénient de ce modèle est que les coefficients sont spécifiques au FRM utilisé, aux réglages choisis et au type de revêtement du sol. En outre, la méthode de calcul de R_N et de R_{AP} n'utilisait que les forces verticales appliquées sur le FRET-1.

4.2.2. Les efforts appliqués sur le Sujet

L'étude des efforts subis par le Sujet se déplaçant en FRM est une étape nécessaire pour améliorer son confort et pour minimiser les troubles secondaires liés à cette locomotion, comme les escarres ou les traumatismes articulaires des membres supérieurs.

Dans cet objectif, les contraintes articulaires des membres supérieurs sont estimées à partir de calculs en dynamique inverse qui nécessitent de connaître les torseurs dynamiques et les points d'application des mains sur les mains courantes. Cette méthode nécessite également de connaitre les propriétés inertielles des segments du Sujet. La précision des résultats dépend alors de la précision de l'ensemble des paramètres mis en jeu dans ce calcul. Les premières études sur la dynamique articulaire lors de la propulsion en FRM ont été menées au début des années 1990 par Haghpanahi

et al. [152], Gehlsen et Bahamonde [138, 139] et par Rodgers *et al.* [255]. Elles ont été suivies par de nombreuses études réalisées notamment par l'équipe de Lucas van der Woude [302, 316, 317, 318, 319, 334] et par l'équipe de Rory Cooper [219, 253]. Quelques études ont également calculé les forces produites par les muscles de l'épaule du Sujet [302], mais l'influence de la précision de la localisation des points d'insertion des muscles sur les calculs réalisés nécessite de prendre des précautions dans l'interprétation des résultats [248].

Au niveau du bassin, les cartographies des pressions et les rares études dynamométriques sur l'assise du FRM ont été réalisées dans le but d'évaluer les efforts subis par le Sujet au niveau des tubérosités ischiatiques.

4.3. Les paramètres cinétiques et énergétiques

Les grandeurs cinétiques utiles à l'étude de la locomotion en FRM sont les quantités de mouvement de translation (quantité de mouvement linéaire) et de rotation (moment cinétique), tandis que les grandeurs énergétiques recouvrent l'énergie cinétique ainsi que le travail et la puissance mécaniques. Parmi toutes ces grandeurs, seule la puissance mécanique du Sujet a été quantifiée, suivant deux méthodes : soit à partir des efforts externes (poids du système {Sujet + FRM} et résistance au roulement) et de la vitesse linéaire du FRM, soit à partir du moment propulsif appliqué sur la roue et de sa vitesse de rotation.

Sur les ergomètres à rouleaux et les simulateurs, la puissance mécanique du Sujet a été calculée en multipliant la valeur de la force de freinage par la vitesse linéaire simulée du FRM. Sur les tapis roulants, la puissance mécanique du Sujet a été calculée

en multipliant la résistance totale, induite par les moments de roulement et par la composante motrice du poids du système {Sujet + FRM} (fonction de la pente du tapis), par la vitesse de défilement de la bande du tapis. Ces paramètres sont généralement considérés constants, bien qu'il ait été montré que la vitesse du FRM [67, 75, 76, 77, 96, 270] et l'intensité des forces de freinage [96, 273] étaient variables au cours du cycle de propulsion. En outre, sur tous ces ergomètres, la puissance cinétique est généralement supposée nulle, ce qui permet de considérer que la puissance développée par le Sujet est uniquement égale à l'opposée de la puissance des forces de résistance à l'avancement. L'influence des inerties des roues sur les simulateurs, des roues et des rouleaux sur les ergomètres à rouleaux et du système {Sujet + FRM} sur les tapis roulant [40, 268, 305] n'est généralement pas prise en compte. Dans tous les cas, les mouvements du Sujet sur le FRM n'étaient pas pris en compte.

Sur le terrain, d'autres auteurs [327] ont pris en compte l'effet de l'inertie du système {Sujet + FRM} et les variations de la vitesse du fauteuil pour calculer la puissance cinétique du système {Sujet + FRM}. Cependant, dans cette étude, les forces de freinage étaient négligées et l'énergie cinétique était calculée à partir de la masse du système {Sujet + FRM} et de la vitesse de translation du FRM, négligeant ainsi les mouvement du Sujet sur le FRM, c'est-à-dire en que le Sujet était assimilé à une masse inerte sur son FRM. Lors d'une étude sur tapis roulant [321] et également pour la mise au point d'un ergomètre à rouleaux [298], certains auteurs ont intégré les accélérations soit du FRM, soit des rouleaux, pour calculer la puissance mécanique du Sujet afin de prendre en compte à la fois la résultante des forces de freinage et l'effet de l'inertie. Cependant, l'influence des mouvements du Sujet sur l'intensité des forces de freinage n'a pas été considérée et la vitesse du système {Sujet + FRM} était assimilée à la vitesse de translation du FRM.

Avec l'apparition des roues dynamométriques, la puissance mécanique développée par le Sujet (P_{Sujet} P) a été calculée à partir du produit scalaire entre le moment propulsif ($\overrightarrow{M}_{prop}$) et la vitesse angulaire de la roue ($\vec{\omega}_{roue}$) [329] :

$$P_{Sujet} = \overrightarrow{M}_{prop} \cdot \vec{\omega}_{roue}$$

Cette expression signifie que la puissance développée par le Sujet se résumerait à la puissance des actions sur les mains courantes. Dans ce cas, la puissance du Sujet serait nulle pendant les phases de roue libre puisque le Sujet n'exerce pas d'action sur les mains courante pendant cette phase et que le moment propulsif est par conséquent nul. La puissance des efforts appliqués sur le siège est alors négligée de même que la puissance liée aux mouvements du Sujet sur le FRM.

Sur le terrain, la force de résistance à l'avancement dépend des moments de roulement et de la résistance aérodynamique : elle est donc fonction des mouvements du Sujet sur le FRM. De plus, la variation de la vitesse linéaire du FRM au cours du temps a déjà été montrée [67, 75, 76, 77, 96, 270]. Par ailleurs, la puissance des forces de résistance aérodynamique et des résistances au roulement ne se rapportent pas aux mêmes vitesses. Ainsi, la puissance des forces de résistance aérodynamique fait intervenir la vitesse de chaque élément du système {Sujet + FRM} tandis que la puissance des résistances au roulement fait intervenir la vitesse de rotation des roues du FRM.

Il apparaît donc que la puissance mécanique développée par le Sujet met en jeu de nombreux paramètres qu'il convient de déterminer précisément et de manière continue car leurs évolutions au cours du temps ne sont pas constantes. Aussi, bien que la puissance mécanique développée par le Sujet ait été très souvent calculée dans la

littérature, cette grandeur n'a jamais été correctement définie : elle a généralement été réduite soit à la puissance des forces de résistance à l'avancement, estimée plus ou moins précisément et supposée constante, soit à la puissance du moment propulsif. Dans tous les cas, les mouvements du Sujet sur le FRM n'ont jamais été considérés.

Dans la réalité, la puissance mécanique produite par le Sujet lors de la locomotion en FRM n'est pas accessible aussi facilement que ce qui a été décrit dans la littérature. Aussi, l'objectif du présent travail a été de définir une méthode de calcul de la puissance mécanique développée par le Sujet lors de la propulsion en FRM sur le terrain prenant en compte l'ensemble des paramètres mécaniques du système {Sujet + FRM}. Un protocole expérimental a ensuite été mis en place pour analyser les résultats obtenus avec cette méthode sur plusieurs cycles de propulsion sur le terrain.

Résumé du Chapitre I

Depuis les premières traces de l'utilisation d'une chaise roulante (6ème siècle avant Jésus Christ) jusqu'au début du 20ème siècle, le fauteuil roulant a subi de profondes modifications, permettant notamment à l'utilisateur de se déplacer par lui-même. En 1933, avec le modèle Everest & Jenning, le fauteuil roulant possédait déjà les principales caractéristiques des fauteuils roulants manuels (FRM) utilisés aujourd'hui : souvent réglable et parfois pliable, il est équipé de quatre roues dont deux grandes à l'arrière sur lesquelles sont fixées des mains courantes permettant la propulsion, et deux petites roulettes directrice à l'avant. L'utilisation du FRM représente un enjeu social important pour les personnes ne pouvant plus marcher et son utilisation est vivement recommandée car elle permet notamment de lutter contre la sédentarisation de ses utilisateurs. Malheureusement, il arrive très fréquemment que des troubles secondaires apparaissent, tels que des troubles musculo-squelettiques des membres supérieurs, et qui en limitent l'utilisation. Aussi, les recherches sur la locomotion en FRM ont notamment pour but d'améliorer la propulsion et de limiter les troubles secondaires qui y sont associés.

Pour étudier cette locomotion, différents ergomètres de laboratoire ont été développés (ergomètres à manivelles, à rouleaux, tapis roulant ou simulateurs de FRM) et un modèle mécanique a été décrit pour chacun d'eux afin de d'estimer la puissance mécanique produite par l'utilisateur. Cependant, dans la plupart des cas, la puissance développée par l'utilisateur a été réduite à la puissance des résistances à l'avancement, négligeant la dépense d'énergie relative aux mouvements du sujet sur le FRM et aux variations de la vitesse du FRM au cours du cycle de propulsion.

Suite à une analyse bibliographique aussi précise que possible des paramètres mécaniques de la propulsion en FRM, il est apparu important de définir une méthode permettant d'estimer la puissance mécanique réellement produite par l'utilisateur au cours de la propulsion en FRM lors de déplacements réels, sur le terrain.

CHAPITRE II :

MODELE MECANIQUE

Pour analyser et comprendre les aspects mécaniques de la locomotion en FRM, il est nécessaire de définir un modèle mécanique adapté, afin d'obtenir les résultats les plus réalistes possibles. Pour cela, les différents référentiels et les liaisons mécaniques entre les différents éléments du système {Sujet + FRM} sont présentés en premier lieu. Les aspects cinématiques, dynamiques, cinétiques et énergétiques du FRM, du Sujet et du système {Sujet + FRM} sont ensuite présentés, dans cet ordre.

5. Définition des référentiels d'étude

Pour étudier la locomotion d'un sujet se déplaçant en FRM sur le terrain, il a été nécessaire de définir plusieurs référentiels mobiles dans le référentiel terrestre, et les uns par rapport aux autres. En outre, il est parfois utile de définir plusieurs référentiels pour un même solide, afin de faciliter les calculs ou la compréhension. Ainsi, est-il possible de distinguer les référentiels considérés comme galiléens, d'une part, et les référentiels non-inertiels, d'autre part.

5.1. Référentiel terrestre et référentiels barycentriques

Le référentiel terrestre choisi $\Re\,(O, x, y, z)$ de base $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ est considéré galiléen. Ses axes sont orientés suivant les recommandations de la Société Internationale de Biomécanique (ISB) pour la normalisation des référentiels

(Wu & Cavanagh., 1995) [348] : l'axe Oy est vertical et dirigé vers l'espace libre, tandis que les axes Ox et Oz définissent le plan horizontal (Figure 16, p. 75).

Pour étudier les mouvements de translation des différents solides dans $\Re$, un référentiel barycentrique a été associé à chacun d'eux. Ces référentiels ont tous été définis à partir de la même base $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ que $\Re$ et admettent pour origine, par définition, leurs centres de masse. Ces différents référentiels barycentriques sont listés ci-dessous (Figure 16, p. 75) :

- $\Re_f^*$ $(G_f, x_f^*, y_f^*, z_f^*)$ est le référentiel barycentrique du FRM ;
- $\Re_s^*$ $(G_s, x_s^*, y_s^*, z_s^*)$ est le référentiel barycentrique du Sujet ;
- $\Re^*$ (G, x^*, y^*, z^*) est le référentiel barycentrique du système {Sujet + FRM} ;
- $\Re_{f\,i}^*$ $(G_{f\,i}, x_{f\,i}^*, y_{f\,i}^*, z_{f\,i}^*)$ est le référentiel barycentrique associé à chaque élément *i* du FRM (système {châssis + siège}, roulettes avant, fourchettes avant, roues arrière) ;
- $\Re_{Sj}^*$ $(G_j, x_{Sj}^*, y_{Sj}^*, z_{Sj}^*)$ est le référentiel barycentrique associé à chaque segment S_i du Sujet.

5.2. Référentiels mobiles non-galiléens

Pour étudier les mouvements de rotation d'un solide dans l'espace, il est nécessaire de lui associer un référentiel, qui n'est pas galiléen et est donc soumis aux forces d'inertie. Un référentiel a ainsi été associé à chacun des éléments composant le Sujet et le FRM et un référentiel a également été associé au FRM complet pour étudier les

mouvements du Sujet dans le FRM. Ces différents référentiels sont listés et définis ci-dessous (Figure 17, p. 75) :

- $\Re_f$ (O_f, x_f, y_f, z_f) est le référentiel du FRM composé de l'ensemble {châssis + siège}, de ses quatre roues et de ses fourchettes avant. Son origine O_f est le milieu du segment joignant les moyeux des deux roues arrière. Ses axes x_f, y_f et z_f sont définis par rapport au système {châssis + siège} à l'aide de la base orthonormée $(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)$ telle que $\vec{i}_f$ soit parallèle au sol est dirigé vers l'avant du châssis, $\vec{k}_f$ soit porté par la droite joignant les centres des roues arrière et dirigé de la gauche vers la droite et $\vec{j}_f$ soit perpendiculaire aux deux autres.

- $\Re_{1G}$ $(O_{1G}, x_{1G}, y_{1G}, z_{1G})$ et $\Re_{1D}$ $(O_{1D}, x_{1D}, y_{1D}, z_{1D})$ sont les référentiels associés aux roulettes avant gauche et droite, respectivement. Leurs origines, O_{1G} et O_{1D}, sont les centres des roues avant gauche et droite et leurs axes x_{1G}, y_{1G} et z_{1G}, d'une part, et x_{1D}, y_{1D} et z_{1D}, d'autre part, sont définis par les bases $(\vec{i}_{1G}, \vec{j}_{1G}, \vec{k}_{1G})$ et $(\vec{i}_{1D}, \vec{j}_{1D}, \vec{k}_{1D})$, respectivement. Les vecteurs $\vec{k}_{1G}$ et $\vec{k}_{1D}$ sont portés par les axes de rotation des roulettes avant gauche et droite, respectivement, et dirigés de la gauche vers la droite lorsque le FRM roule vers l'avant. Les axes $\vec{i}_{1G}$ et $\vec{i}_{1D}$, d'une part, et $\vec{j}_{1G}$ et , $\vec{j}_{1D}$ d'autre part, forment quant à eux le plan sagittal des roulettes.

- $\Re_{2G}$ $(O_{2G}, x_{2G}, y_{2G}, z_{2G})$ de base $(\vec{i}_{2G}, \vec{j}_{2G}, \vec{k}_{2G})$ et $\Re_{2D}$ $(O_{2D}, x_{2D}, y_{2D}, z_{2D})$ de base $(\vec{i}_{2D}, \vec{j}_{2D}, \vec{k}_{2D})$ sont les référentiels associés aux roues arrière gauche et droite, respectivement. Leurs origines, O_{2G} et O_{2D}, sont les centres des roues arrière gauche et droite, respectivement. Les vecteurs $\vec{k}_{2G}$ et $\vec{k}_{2D}$ sont portés par les axes de rotation des roues arrière tandis que les vecteurs $\vec{i}_{2G}$ et $\vec{j}_{2G}$, d'une part, et $\vec{i}_{2D}$ et $\vec{j}_{2D}$, d'autre part, définissent les plans des roues arrière gauche et droite, respectivement. Dans le cas particulier

où les angles de carrossage et de pincement sont nuls, ces plans sont parallèles et les vecteurs $\vec{k}_{2G}$ et $\vec{k}_{2D}$ sont identiques à $\vec{k}_f$.

- $\Re_{3G}\ (o_{3G}, x_{3G}, y_{3G}, z_{3G})$ et $\Re_{3D}\ (O_{3D}, x_{3D}, y_{3D}, z_{3D})$ sont les référentiels associés aux fourchettes avant gauche et droite, respectivement. Leurs origines, O_{3G} et O_{3D}, sont situés à l'intersection des axes de rotation des fourchettes avec le châssis du FRM. Leurs axes sont définis par les bases $(\vec{i}_{3G}, \vec{j}_{3G}, \vec{k}_{3G})$ et $(\vec{i}_{3D}, \vec{j}_{3D}, \vec{k}_{3D})$, respectivement, telles que les vecteurs $\vec{j}_{3G}$ et $\vec{j}_{3D}$ soient égaux à $\vec{j}_f$ et que les vecteurs $\vec{k}_{3G}$ et $\vec{k}_{3D}$ soit égaux aux vecteurs $\vec{k}_{1G}$ et $\vec{k}_{1D}$ des roulettes avant, respectivement.

- $\Re_{Sj}\ (O_j, x_{Sj}, y_{Sj}, z_{Sj})$ est le référentiel associé à chaque segment S_i du Sujet. Son origine O_j est située au niveau de l'articulation proximale du segment et ses axes sont définis suivant les recommandations de l'ISB sur la normalisation des référentiels (Wu *et al.*, 2002 ; 2005) [349, 350]. Ainsi, l'axe y_{Sj} représente l'axe longitudinal du segment, x_{Sj} est perpendiculaire au plan frontal et pointe vers l'avant, et z_{Sj} est perpendiculaire au plan sagittal et pointe vers la droite.

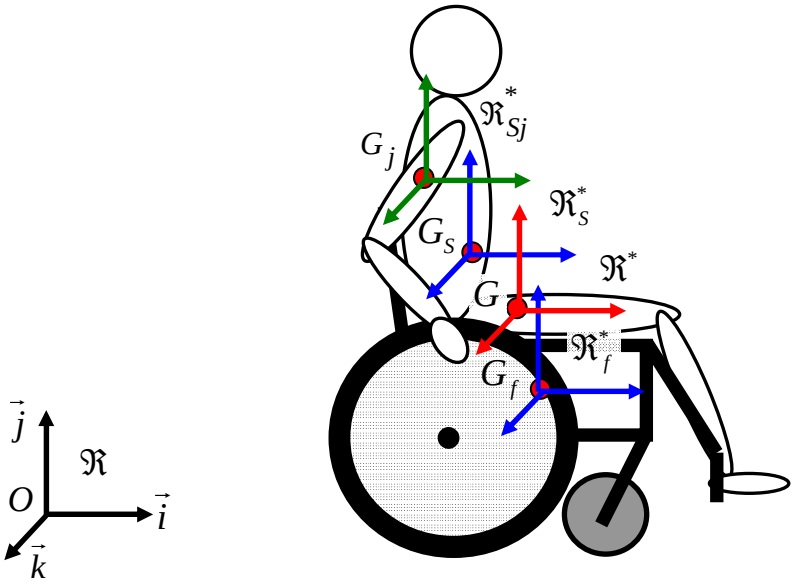


Figure 16 : Référentiels barycentriques du Sujet ($\Re^*_s$), du FRM ($\Re^*_f$), du système {Sujet + FRM} ($\Re^*$) et d'un segment du Sujet ($\Re^*_{Sj}$) (ici le bras) dans le référentiel terrestre $\Re$.

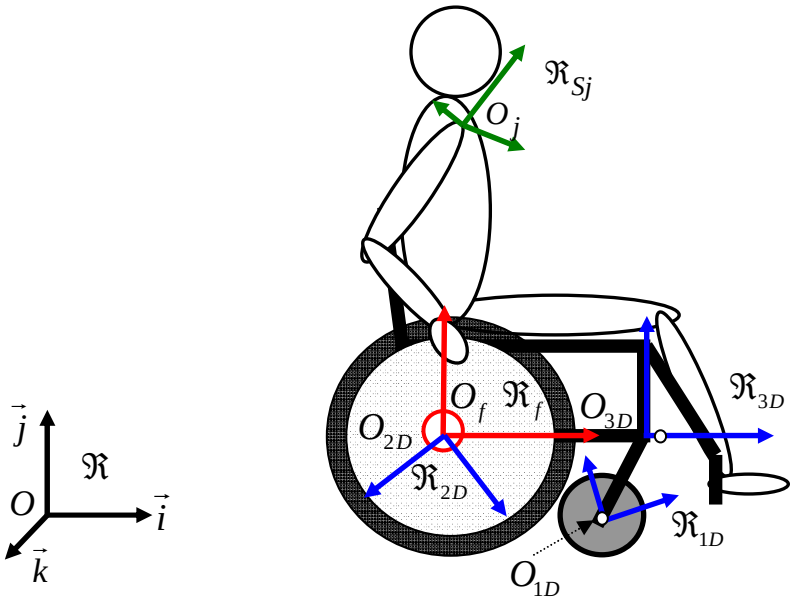


Figure 17 : Référentiels non-inertiels associés au fauteuil ($\Re_f$), à la roue avant droite ($\Re_{1D}$), à la roue arrière droite ($\Re_{2D}$), à la fourchette avant droite ($\Re_{3D}$) et au segment j (ici le bras) du Sujet ($\Re_{Sj}$) dans le référentiel terrestre $\Re$.

6. Propriétés inertielles

La relation entre les paramètres dynamiques et cinématiques d'un solide dépend de ses propriétés inertielles : sa masse, la position de son centre de masse et son tenseur d'inertie. Dans le cas de l'étude de la locomotion en FRM, le système {Sujet + FRM} peut être assimilé à un système de solides polyarticulés dont les propriétés inertielles doivent être toutes connues. Pour cela, il a été choisi de distinguer les éléments du FRM, d'une part, et les segments du Sujet, d'autre part.

6.1. Le FRM

Un FRM standard est composé d'un châssis sur lequel est fixé un siège comprenant une assise et un dossier, et de quatre roues dont deux petites, directrices et généralement placées à l'avant. Les roues arrière, motrices, sont directement fixées sur le châssis, tandis que les roulettes directrices sont reliées au châssis par une petite fourche déterminant la châsse du FRM. Ainsi, de manière générale, il est possible de considérer un FRM comme un système de sept solides indéformables : l'ensemble {châssis + siège}, les deux roues arrière, les deux roulettes avant et les deux fourchettes reliant les roulettes avant au châssis. Les propriétés inertielles de chacun de ces solides sont définies dans le Tableau 1.

Pour simplifier les écritures, il est utile de nommer les différents solides du FRM par un chiffre. Ainsi, sont définis :

- Les solides 1G et 1D sont les roulettes avant gauche et droite, respectivement ;
- Les solides 2G et 2D sont les roues arrière gauche et droite, respectivement ;

- Les solides 3G et 3D sont les fourchettes gauche et droite, respectivement ;

- Le solide 4 est l'ensemble {châssis + siège}.

Elément	Masse (kg)	Centre de masse	Tenseur d'inertie
Roue avant gauche	m_{1G}	$G_{1G} = O_{1G}$	J_{1G}
Roue avant droite	m_{1D}	$G_{1D} = O_{1D}$	J_{1D}
Roue arrière gauche	m_{2G}	G_{2G}	J_{2G}
Roue arrière droite	m_{2D}	G_{2D}	J_{2D}
Fourchette gauche	m_{3G}	G_{3G}	J_{3G}
Fourchette droite	m_{3D}	G_{3D}	J_{3D}
{Châssis + Siège}	m_4	G_4	J_4
FRM	m_f	G_f	J_f

Tableau 1 : Propriétés inertielles du FRM et de ses sept éléments.

La masse totale du FRM (m_f) a été déterminée en additionnant les masses des sept solides composant le FRM :

$$m_f = \sum_{i=1}^{7} m_i = m_{1G} + m_{1D} + m_{2G} + m_{2D} + m_{3G} + m_{3D} + m_4 \tag{1}$$

La position du centre de masse global du FRM a été calculée par le barycentre des positions des centres de masse des sept solides du FRM :

$$\overrightarrow{OG}_f = \frac{\sum_{i=1}^{7} \left(m_i \, \overrightarrow{OG_i} \right)}{\sum_{i=1}^{7} m_i}$$

Exprimé à l'orgine O_f du référentiel du FRM $\Re_f$, cette expression se développe comme suit ::

$$\begin{aligned} \overrightarrow{O_f G}_f = & \frac{m_{1G}\overrightarrow{O_f G}_{1G} + m_{1D}\overrightarrow{O_f G}_{1D} + m_{2G}\overrightarrow{O_f G}_{2G} + m_{2D}\overrightarrow{O_f G}_{2D}}{m_f} \\ & + \frac{m_{3G}\overrightarrow{O_f G}_{3G} + m_{3D}\overrightarrow{O_f G}_{3D} + m_4\overrightarrow{O_f G}_4}{m_f} \end{aligned} \tag{2}$$

L'équation (2) montre que la position du centre de masse global du FRM dans son propre référentiel $\Re_f$ dépend des positions des sept éléments dans $\Re_f$. Ainsi, les mouvements des fourchettes et des roulettes avant dans $\Re_f$ modifient la position du centre de masse global du FRM dans $\Re_f$.

Enfin, le tenseur d'inertie global du FRM correspond à la somme des tenseurs des sept éléments du FRM, réduits au même point et exprimés dans la même base. Ainsi, le tenseur d'inertie résultant du FRM réduit en O_f et exprimé dans la base $\left(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f\right)$ du référentiel de $\Re_f$ s'écrit :

$$\left(J_f \right)_{O_f\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)} = \left(J_{1G} + J_{1D} + J_{2G} + J_{2D} + J_{3G} + J_{3D} + J_4 \right)_{O_f\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)} \qquad (3)$$

En outre, à l'instar du centre de masse du FRM, le tenseur d'inertie global du FRM évolue suivant les orientations des sept élément du FRM dans $\Re_f$ et donc en fonction des mouvements des fourchettes et des roulettes avant..

6.2. Le Sujet

A l'instar du FRM, le Sujet peut être modélisé par un système de solides articulés entre eux dont les propriétés inertielles de chaque segment j du Sujet sont écrites au Tableau 2. Cependant, la définition détaillée des propriétés inertielles nécessite de définir le modèle anthropométrique qui est discuté plus loin (cf. p. 156).

Elément	Masse	Centre de masse	Tenseur d'inertie	Tenseur d'inertie dans $\Re_f$
Elément i	m_j	G_j	J_j	${}^{\Re f}J_j$
Sujet	m_s	G_s	J_S	${}^{\Re f}J_s$

Tableau 2 : Propriétés inertielles du Sujet.

Comme pour le FRM, la masse, le centre de masse et le tenseur d'inertie du Sujet sont calculés à partir des propriétés de ses *n* éléments *j*.

$$m_s = \sum_{j=1}^{n} m_j \qquad \overrightarrow{OG_s} = \frac{\sum_{j=1}^{n} m_j \overrightarrow{OG_j}}{\sum m_j} \qquad J_S = \sum_{j=1}^{n} J_j$$

Puisque le Sujet est un système de solides polyarticulés, son centre de masse et son tenseur d'inertie résultant varient au cours du mouvement.

6.3. Le système {Sujet + FRM}

Les propriétés inertielles du système {Sujet +FRM} découlent de celles du Sujet et du FRM. Ainsi, sa masse ($m_{\{S+F\}}$), la position de son centre de masse (G) et son tenseur d'inertie ($J_{\{S+F\}}$) sont obtenus par les relations suivantes :

$$m_{\{S+F\}} = m_s + m_f \qquad \overrightarrow{OG} = \frac{m_s \overrightarrow{OG_s} + m_f \overrightarrow{OG_f}}{m_s + m_f} \qquad J_{\{S+F\}} = J_S + J_{frm}$$

7. Liaisons mécaniques

Pour décrire et analyser le mouvement du FRM résultant des actions du Sujet, il est nécessaire de définir les degrés de liberté des différents solides du système, les uns par rapport aux autres. A chaque solide a été associé une matrice cinématique 3×2 contenant les composantes de translation (v_x, v_y et v_z), dans la première colonne, et les composantes de rotation (ω_x, ω_y et ω_z), dans la seconde. Afin d'établir les relations entre la cinématique et la dynamique, le torseur des efforts transmis par la liaison entre deux solides contigus a également été noté à l'aide d'une matrice 3×2 contenant les composantes de la force transmise (F_x, F_y et F_z), dans la première colonne, et les composantes des moments transmis (M_x, M_y et M_z), dans la seconde.

7.1. Le FRM

Les liaisons mécaniques entre les différents solides contigus du FRM sont décrites dans le Tableau 3 ci-dessous. Dans tous les cas, les liaisons sont des pivots d'axes verticaux ou transversaux. Toutes ces liaisons ont été supposées pafaites, c'est-à-dire que la puissance des efforts de liaison était nulle.

Solide A	Solide B	Type de liaison	Matrice des degrés de liberté	Torseur des efforts transmissibles
Roue arrière gauche (2G)	Système {châssis + siège} (4)	Pivot d'axe transversal ($\vec{k}_{2G} = \vec{k}_f$)	$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \omega_z \end{bmatrix}^{2G}_{O_{2G}(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)}$	$\begin{Bmatrix} F_x & M_x \\ F_y & M_y \\ F_z & 0 \end{Bmatrix}^{2G \to 4}_{O_{2G}(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)}$
Roue arrière droite (2D)	Système {châssis + siège} (4)	Pivot d'axe transversal ($\vec{k}_{2D} = \vec{k}_f$)	$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \omega_z \end{bmatrix}^{2D}_{O_{2D}(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)}$	$\begin{Bmatrix} F_x & M_x \\ F_y & M_y \\ F_z & 0 \end{Bmatrix}^{2D \to 4}_{O_{2D}(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)}$
Fourchette avant gauche (3G)	Système {châssis + siège} (4)	Pivot d'axe vertical ($\vec{j}_{3G} = \vec{j}_f$)	$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \omega_z \\ 0 & 0 \end{bmatrix}^{3G}_{O_{3G}(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)}$	$\begin{Bmatrix} F_x & M_x \\ F_y & 0 \\ F_z & M_z \end{Bmatrix}^{3G \to 4}_{O_{3G}(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)}$
Fourchette avant droite (3D)	Système {châssis + siège} (4)	Pivot d'axe vertical ($\vec{j}_{3D} = \vec{j}_f$)	$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \omega_z \\ 0 & 0 \end{bmatrix}^{3D}_{O_{3D}(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)}$	$\begin{Bmatrix} F_x & M_x \\ F_y & 0 \\ F_z & M_z \end{Bmatrix}^{3D \to 4}_{O_{3D}(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)}$
Roue avant gauche (1G)	fourchette avant gauche (3G)	Pivot d'axe transversal ($\vec{k}_{1G} = \vec{k}_{3G}$)	$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \omega_z \end{bmatrix}^{1G}_{O_{1G}(\vec{i}_{3G}, \vec{j}_{3G}, \vec{k}_{3G})}$	$\begin{Bmatrix} F_x & M_x \\ F_y & M_y \\ F_z & 0 \end{Bmatrix}^{1G \to 3G}_{O_{1G}(\vec{i}_{3G}, \vec{j}_{3G}, \vec{k}_{3G})}$
Roue avant droite (1D)	fourchette avant droite (3D)	Pivot d'axe transversal ($\vec{k}_{1D} = \vec{k}_{3D}$)	$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \omega_z \end{bmatrix}^{1D}_{O_{1D}(\vec{i}_{3D}, \vec{j}_{3D}, \vec{k}_{3D})}$	$\begin{Bmatrix} F_x & M_x \\ F_y & M_y \\ F_z & 0 \end{Bmatrix}^{1D \to 3D}_{O_{1D}(\vec{i}_{3D}, \vec{j}_{3D}, \vec{k}_{3D})}$

Tableau 3 : Description des liaisons entre les différents solides composant le FRM.

En combinant les propriétés des liaisons entre les roulettes et les fourchettes avant, d'une part, et entre les fourchettes avant et le châssis, d'autre part, les matrices des degrés de liberté et des efforts transmis entre les roulettes avant et le châssis du FRM s'écrivent :

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \omega_y \\ 0 & \omega_z \end{bmatrix}^{1G}_{O_{1G}\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)} \quad \text{et :} \quad \begin{Bmatrix} F_x & M_x \\ F_y & 0 \\ F_z & 0 \end{Bmatrix}^{1G\to 4}_{O_{3G}\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \omega_y \\ 0 & \omega_z \end{bmatrix}^{1D}_{O_{1D}\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)} \quad \text{et :} \quad \begin{Bmatrix} F_x & M_x \\ F_y & 0 \\ F_z & 0 \end{Bmatrix}^{1D\to 4}_{O_{3D}\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)}$$

7.2. Le Sujet

Les degrés de liberté des différents segments du Sujet dépendent du modèle adopté pour chaque articulation. Généralement, les liaisons mécaniques sont de type rotule ou pivot. Dans le cas d'une liaison pivot, seul le moment permettant un mouvement de rotation autour de l'axe du pivot n'est pas transmis.

Ainsi, dans le cas d'un pivot autour d'axe z_j, les matrices des degrés de liberté et des efforts transmis entre les deux segments A et B s'écrivent :

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \omega_z \end{bmatrix}^{A}_{O_A\left(\vec{i}_B,\vec{j}_B,\vec{k}_B\right)} \quad \text{et :} \quad \begin{Bmatrix} F_x & M_x \\ F_y & M_y \\ F_z & 0 \end{Bmatrix}^{A\to B}_{O_A\left(\vec{i}_B,\vec{j}_B,\vec{k}_B\right)}$$

Dans le cas d'une liaison rotule, toutes les composantes de la force sont transmises mais aucune de celles du moment. Ainsi, les matrices des degrés de liberté et des efforts transmis entre les deux solides s'écrivent :

$$\begin{bmatrix} 0 & \omega_x \\ 0 & \omega_y \\ 0 & \omega_z \end{bmatrix}^{A}_{O_A\left(\vec{i}_B,\vec{j}_B,\vec{k}_B\right)} \quad \text{et :} \quad \begin{Bmatrix} F_x & 0 \\ F_y & 0 \\ F_z & 0 \end{Bmatrix}^{A\to B}_{O_A\left(\vec{i}_B,\vec{j}_B,\vec{k}_B\right)}$$

Alors que la modélisation des degrés de liberté des articulations est nécessaire pour analyser les contraintes exercées sur les différentes articulations et butées articulaires des segments du Sujet, elle n’est pas utile pour quantifier les aspects cinétiques et énergétiques. Par conséquent, la modélisation des articulations des segments du Sujet n'a pas fait l'objet d'un développement dans le présent travail.

7.3. Le système {Sujet + FRM}

Les liaisons mécaniques entre le Sujet et le FRM évoluent au cours du cycle de propulsion, aussi bien en nature qu'en nombre. Pendant tout le cycle, le Sujet est assis sur le siège formant avec celui-ci une liaison de type appui plan. Cependant, si l’adhérence et la réaction normale appliquée par le siège sur le Sujet sont suffisantes, ce qui est généralement le cas, cette liaison peut s’apparenter à une liaison complète transmettant tous les efforts du Sujet vers le siège et inversement. Cela peut également être le cas lorsque le Sujet prend appui sur le dossier ou sur les palettes repose-pied. En outre, pendant la phase de poussée, le Sujet met en rotation les roues arrière motrices par le contact de ses mains sur les mains courantes du FRM. En fonction de sa technique de propulsion et du moment du cycle, cette liaison peut être de type appui plan entre la paume de la main et la main courante ou de type encastrement de la main courante dans la main rendant la liaison complète. Dans le cas d'un appui plan, l'adhérence et la réaction normale entre la main courante et la paume de la main détermine le glissement entre les deux plans. Si le Sujet applique une force suffisante sur la main courante pour éviter le glissement entre les deux plans, le moment autour de la normale au plan de la main est transmis à la main courante et la rotation autour de cet axe est supprimée. Ce phénomène est à l’origine de la création d’un moment local entre la main du Sujet et la main courante de la roue.

Les matrices des degrés de liberté et des efforts transmis entre le Sujet et le FRM sont synthétisées dans le Tableau 4.

Solide A	Solide B	Type de liaison	Matrice des degrés de liberté	Torseur des efforts transmissibles
Main	Main courante	Plan de normale $\vec{k}_f$	$\begin{bmatrix} v_x & 0 \\ v_x & 0 \\ 0 & \omega_z \end{bmatrix}^{B}_{A_{mc}\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)}$	$\begin{Bmatrix} 0 & M_x \\ 0 & M_y \\ F_x & 0 \end{Bmatrix}^{A\to B}_{A_{mc}\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)}$
Main	Main courante	Plan de normale $\vec{k}_f$ avec adhérence complète	$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}^{B}_{A_{mc}\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)}$	$\begin{Bmatrix} F_x & M_x \\ F_y & M_y \\ F_z & M_z \end{Bmatrix}^{A\to B}_{A_{mc}\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)}$
Main	Main courante	Encastrement	$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}^{B}_{A_{mc}\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)}$	$\begin{Bmatrix} F_x & M_x \\ F_y & M_y \\ F_z & M_z \end{Bmatrix}^{A\to B}_{A_{mc}\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)}$
Bassin + cuisses	Assise	Plan de normale $\vec{j}_f$ avec adhérence complète	$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}^{B}_{A_S\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)}$	$\begin{Bmatrix} F_x & M_x \\ F_y & M_y \\ F_z & M_z \end{Bmatrix}^{A\to B}_{A_S\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)}$
Dos	Dossier	Plan de normale dirigée par $\vec{i}_f$ avec adhérence complète	$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}^{B}_{A_S\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)}$	$\begin{Bmatrix} F_x & M_x \\ F_y & M_y \\ F_z & M_z \end{Bmatrix}^{A\to B}_{A_S\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)}$
Pieds	Repose-pied	Plan de normale dirigée par $\vec{j}_f$ avec adhérence complète	$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}^{B}_{A_S\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)}$	$\begin{Bmatrix} F_x & M_x \\ F_y & M_y \\ F_z & M_z \end{Bmatrix}^{A\to B}_{A_S\left(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f\right)}$

Tableau 4 : Description des liaisons entre le Sujet et le FRM.

8. Cinématique

Pour étudier le mouvement d'un solide S dans l'espace, il est nécessaire d'utiliser son torseur cinématique $\{T_c\}$ qui permet de calculer facilement la vitesse de tout point P appartenant à ce solide. Le torseur cinématique comprend une composante de rotation ($\vec{\Omega}$), qui correspond à la résultante du torseur, et une composante de translation ($\vec{v}$), qui correspond au moment cinématique. Ce torseur, exprimé dans $\Re$ et réduit au point P, s'écrit :

$$\{T_c\}_P^{S/\Re} = \left\{ \begin{array}{c} \vec{\Omega}_{S/\Re} \\ \vec{v}_P \end{array} \right\}_P^{S/\Re}$$

Dans le cas de la locomotion en FRM, il est nécessaire de définir les torseurs cinématiques de tous les solides. Chaque torseur pourra être exprimé en différents points, en fonction de son intérêt pour la compréhension du mouvement.

8.1. Le FRM

Le FRM est composé de sept éléments dont les vitesses peuvent être décrites par leurs torseurs cinématiques exprimés en leurs centres de masse respectifs, au niveau des liaisons mécaniques avec les autres solides adjacents ou dans le référentiel dans lequel ils sont définis. Dans les parties qui suivent, les vitesses des différents éléments sont exprimées dans le référentiel terrestre ($\Re$).

8.1.1. Les roues arrière

Pour définir le mouvement des roues arrière gauche et droite, leurs torseurs cinématiques ont été réduits à leur centres de rotation respectifs, O_{2G} et O_{2D}, et s'écrivent :

$$\{T_c\}_{O_{2G}}^{2G/\Re}=\begin{Bmatrix}\vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re}\\ \vec{v}_{O_{2G}/\Re}\end{Bmatrix} \quad \text{et :} \quad \{T_c\}_{O_{2D}}^{2D/\Re}=\begin{Bmatrix}\vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re}\\ \vec{v}_{O_{2D}/\Re}\end{Bmatrix}$$

Pour calculer la vitesse linéaire des points O_{2G} et O_{2D}, il est nécessaire de comprendre la cinématique du contact entre la roue et le sol. Ainsi, pour la roue arrière gauche, le contact entre la roue et le sol est considéré quasi-ponctuel et fait intervenir trois points remarquables :

- I_{2G} qui est le point de contact entre la roue et le sol et dont l'évolution dans le temps décrit la trajectoire du contact dans l'espace ;
- $I_{2G}^{'}$ qui est le point appartenant à la roue arrière gauche et qui est en contact avec le sol au point I_{2G} à l'instant *t* ;
- $I_{2G}^{''}$ qui est le point appartenant au sol et qui est en contact avec la roue arrière gauche au point I_{2G} à l'instant *t*.

Cependant, comme les points I_{2G} et $I_{2G}^{''}$ appartiennent tous deux au référentiel terrestre ($\Re$), ces deux points sont alors confondus tout au long du déplacement. Aussi, seuls les points I_{2G} et $I_{2G}^{'}$ sont nécessaires pour décrire le mouvement de la roue sur sol (Figure 18).

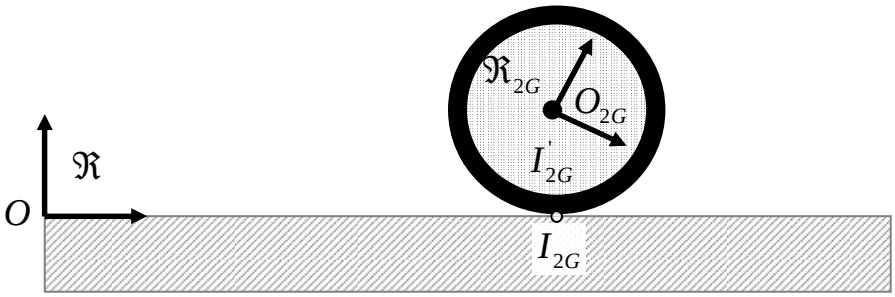


Figure 18 : Représentation des points de rotation de la roue arrière gauche par rapport au sol (I_{2G}) et par rapport au châssis du FRM (O_{2G}).

La vitesse de O_{2G} dans le référentiel terrestre ($\Re$) est alors déduite du torseur cinématique de la roue :

$$\left(\vec{v}_{O_{2G}}\right)_{\Re} = \left(\vec{v}_{I'_{2G}/\Re} + \vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re} \wedge \overrightarrow{I_{2G}O_{2G}}\right)_{\Re}$$

Dans cette expression, la vitesse de I'_{2G} dans $\Re$ représente la vitesse de glissement de la roue par rapport au sol. Dans le cas d'un roulement sans glissement, $\vec{v}_{I'_{2G}/\Re}$ est nulle et la vitesse de O_{2G} est directement obtenue par le produit vectoriel de la vitesse de rotation de la roue et du vecteur joignant le point de contact I_{2G} au point O_{2G} :

$$\left(\vec{v}_{O_{2G}}\right)_{\Re} = \left(\vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re} \wedge \overrightarrow{I_{2G}O_{2G}}\right)_{\Re} \tag{4}$$

En appliquant ce raisonnement aux deux roues arrière (gauche et droite), leurs torseurs cinématiques réduits aux points O_{2G} et O_{2D} s'écrivent :

$$\left\{T_c\right\}_{O_{2G}}^{2G/\Re} = \left\{\begin{array}{c} \vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re} \\ \left(\vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re} \wedge \overrightarrow{I_{2G}O_{2G}}\right)_{\Re} \end{array}\right\} \tag{5}$$

$$\left\{T_c\right\}_{O_{2D}}^{2D/\Re} = \left\{\begin{array}{c} \vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re} \\ \left(\vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re} \wedge \overrightarrow{I_{2D}O_{2D}}\right)_{\Re} \end{array}\right\} \tag{6}$$

8.1.2. Le système {châssis + siège}

La cinématique du système {châssis + siège} correspond à la cinématique du référentiel du FRM ($\Re_f$). Aussi, pour comprendre la cinématique de $\Re_f$ dans $\Re$, le torseur cinématique du système {châssis + siège} a été réduit à l'origine O_f de $\Re_f$:

$$\left\{T_c\right\}_{O_f}^{4/\Re} = \left\{\begin{array}{c} \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \\ \vec{v}_{O_f/\Re} \end{array}\right\}$$

Pour déterminer la vitesse de O_f dans $\Re$, il est possible de faire intervenir les points O_{2G} et O_{2D} qui appartiennent au châssis. Ainsi, à partir du torseur cinématique du châssis :

$$\vec{v}_{O_f/\Re} = \vec{v}_{O_{2G}/\Re} + \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \overrightarrow{O_{2G}O_f}$$

$$\vec{v}_{O_f/\Re} = \vec{v}_{O_{2D}/\Re} + \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \overrightarrow{O_{2D}O_f}$$

Sachant que O_f est le milieu entre O_{2G} et O_{2D} ($\overrightarrow{O_{2D}O_f} = -\overrightarrow{O_{2G}O_f}$), la second expression devient :

$$\vec{v}_{O_f/\Re} = \vec{v}_{O_{2D}/\Re} - \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \overrightarrow{O_{2G}O_f}$$

Ainsi, il vient : $2\,\vec{v}_{O_f/\Re} = \vec{v}_{O_{2G}/\Re} + \vec{v}_{O_{2D}/\Re}$

Soit :

$$\boxed{\vec{v}_{O_f/\Re} = \tfrac{1}{2}\left(\vec{v}_{O_{2G}/\Re} + \vec{v}_{O_{2D}/\Re}\right)} \qquad (7)$$

Le torseur cinématique du châssis réduit en O_f s'écrit donc :

$$\left\{T_c\right\}_{O_f}^{4/\Re} = \left\{\begin{array}{c} \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \\ \tfrac{1}{2}\left(\vec{v}_{O_{2G}/\Re} + \vec{v}_{O_{2D}/\Re}\right) \end{array}\right\} \qquad (8)$$

Par ailleurs, puisque les points O_{2G} et O_{2D} appartiennent au châssis, la vitesse de O_{2D} dans $\Re$ peut s'écrire :

$$\vec{v}_{O_{2D}/\Re} = \vec{v}_{O_{2G}/\Re} + \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \overrightarrow{O_{2G}O_{2D}}$$

En isolant le produit vectoriel de $\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}$ avec $\overrightarrow{O_fO_{2D}}$, l'expression précédente devient :

$$\boxed{\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \overrightarrow{O_{2G}O_{2D}} = \vec{v}_{O_{2D}/\Re} - \vec{v}_{O_{2G}/\Re}} \quad (9)$$

L'intérêt pratique de cette expression est manifeste dans le cas d'un déplacement horizontal où les quatre roues restent en contact avec le sol : les composantes de $\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}$ autour des axes x_f et z_f sont alors nulles, les vecteurs unitaires $\vec{j}_f$ et $\vec{j}$ restent colinéaires tout au long du déplacement et $\vec{k}_f$ reste perpendiculaire à $\vec{j}$. Donc, les vecteurs $\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}$ et $\overrightarrow{O_{2G}O_{2D}}$ sont perpendiculaires. En définissant la largeur de la voie arrière du FRM par u_2 et la composante de $\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}$ autour de y_f par $\omega_{y(\Re_f/\Re)}$, l'expression précédente peut s'écrire sous forme scalaire :

$$u_2\ \omega_{y(\Re_f/\Re)} = v_{O_{2D}/\Re} - v_{O_{2G}/\Re}$$

La vitesse de rotation du châssis du FRM dans $\Re$ s'exprime alors sous la forme simplifiée suivante :

$$\boxed{\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} = \left(0,\ \frac{v_{O_{2D}/\Re} - v_{O_{2G}/\Re}}{u_2},\ 0\right)_{\Re}} \quad (10)$$

Détermination de l'axe de viration :

A partir du torseur cinématique exprimé en un point connu sur le châssis du FRM et des propriétés de l'axe central du torseur, il est possible de déterminer la position de l'ensemble des point C constituant l'axe de viration du châssis dans $\Re$, et dont la démonstration est détaillée à l'Annexe 1 (cf. p. 344).

$$\left(\overrightarrow{O_f C} \right)_{\Re} = \left(\frac{\vec{\Omega}_{\Re f/\Re} \wedge \vec{V}_{O_f/\Re}}{\vec{\Omega}^2_{\Re f/\Re}} \right)_{\Re} \qquad (11)$$

Dans le cas où le système se déplace uniquement sur un plan horizontal, il est intéressant de noter que C représente le centre instantanné de rotation. Par ailleurs, dans le cas d'un roulement sans glissement des roues arrière sur le sol, $\overrightarrow{O_f C}$ est toujours colinéaire à $\vec{k}_f$, ce qui signifie que le point C est alors situé sur z_f.

8.1.3. Les roulettes avant

Comme pour les roues arrière, les torseurs cinématiques des roulettes avant ont été réduits aux points O_{1G} et O_{1D} puisque leurs axes de rotation passent par ces points.

$$\left\{T_c\right\}^{1G/\Re}_{O_{1G}} = \begin{Bmatrix} \vec{\Omega}_{\Re 1G/\Re} \\ \vec{v}_{O_{1G}/\Re} \end{Bmatrix} \quad \text{et :} \quad \left\{T_c\right\}^{1D/\Re}_{O_{1D}} = \begin{Bmatrix} \vec{\Omega}_{\Re 1D/\Re} \\ \vec{v}_{O_{1D}/\Re} \end{Bmatrix}$$

Bien que les roulettes avant ne possèdent qu'un seul degré de liberté autour de leurs axes de rotation respectifs (z_{1G} et z_{1D}), ceux-ci possèdent également un degré de liberté défini par les pivots de leurs fourchettes respectives (y_{3G} et y_{3D}). Les torseurs cinématiques des roulettes avant gauche et droite réduits aux points O_{1G} et O_{1D}, respectivement, ont ainsi été exprimés en faisant intervenir les points O_{3G} et O_{3D} :

$$\left\{T_c\right\}_{O_{1G}}^{1G/\Re}=\left\{\begin{array}{c}\vec{\Omega}_{\Re_{3G}/\Re}+\vec{\Omega}_{\Re_{1G}/\Re_{3G}}\\ \vec{v}_{O_{3G}/\Re}+\vec{\Omega}_{\Re_{3G}/\Re}\wedge\overrightarrow{O_{3G}O_{1G}}\end{array}\right\} \tag{12}$$

$$\left\{T_c\right\}_{O_{1D}}^{1D/\Re}=\left\{\begin{array}{c}\vec{\Omega}_{\Re_{3D}/\Re}+\vec{\Omega}_{\Re_{1D}/\Re_{3D}}\\ \vec{v}_{O_{3D}/\Re}+\vec{\Omega}_{\Re_{3D}/\Re}\wedge\overrightarrow{O_{3D}O_{1D}}\end{array}\right\} \tag{13}$$

De même, puisque chaque pivot appartient au système {châssis + siège}, il est possible d'exprimer son torseur cinématique en fonction de celui du système {châssis + siège} :

$$\left\{T_c\right\}_{O_{3G}}^{4/\Re}=\left\{\begin{array}{c}\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}\\ \vec{v}_{O_f/\Re}+\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}\wedge\overrightarrow{O_fO_{3G}}\end{array}\right\} \tag{14}$$

$$\left\{T_c\right\}_{O_{3D}}^{4/\Re}=\left\{\begin{array}{c}\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}\\ \vec{v}_{O_f/\Re}+\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}\wedge\overrightarrow{O_fO_{3D}}\end{array}\right\} \tag{15}$$

Les torseurs cinématiques des roulettes avant gauche et droite, réduits aux points O_{1G} et O_{1D} s'écrivent finalement :

$$\left\{T_c\right\}_{O_{1G}}^{1G/\Re}=\left\{\begin{array}{c}\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}+\vec{\Omega}_{\Re_{3G}/\Re_f}+\vec{\Omega}_{\Re_{1G}/\Re_{3G}}\\ \vec{v}_{O_f/\Re}+\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}\wedge\overrightarrow{O_fO_{3G}}+\left(\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}+\vec{\Omega}_{\Re_{3G}/\Re_f}\right)\wedge\overrightarrow{O_{3G}O_{1G}}\end{array}\right\} \tag{16}$$

$$\left\{T_c\right\}_{O_{1D}}^{1D/\Re}=\left\{\begin{array}{c}\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}+\vec{\Omega}_{\Re_{3D}/\Re_f}+\vec{\Omega}_{\Re_{1D}/\Re_{3D}}\\ \vec{v}_{O_f/\Re}+\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}\wedge\overrightarrow{O_fO_{3D}}+\left(\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}+\vec{\Omega}_{\Re_{3D}/\Re_f}\right)\wedge\overrightarrow{O_{3D}O_{1D}}\end{array}\right\} \tag{17}$$

Détermination de $\vec{\Omega}_{\Re_{3G}/\Re_f}$ et $\vec{\Omega}_{\Re_{3D}/\Re_f}$:

Comme les liaisons entre les fourchettes avant et le châssis du FRM ne possèdent qu'un seul degré de liberté, les vitesses de rotation $\vec{\Omega}_{\Re_{3G}/\Re_f}$ et $\vec{\Omega}_{\Re_{3D}/\Re_f}$, n'ont qu'une seule composante non nulle, suivant les axes y_{3G} et y_{3D}, respectivement. Il est alors

possible de déterminer ces composantes en dérivant par rapport au temps les angles entre les vecteurs $\overrightarrow{i_{3G}}$ et $\overrightarrow{i_f}$, d'une part, et $\overrightarrow{i_{3D}}$ et $\overrightarrow{i_f}$, d'autre part.

Or, lors de la rotation du FRM, les roulettes sont entraînées par leurs fourchettes respectives qui s'alignent tangentiellement aux vecteurs joignant les points C de l'axe de viration du châssis du FRM à leurs pivots respectifs O_{3G} et O_{3D} (Figure 19). Ainsi, l'orientation des fourchettes dans le plan $Ox_f z_f$ correspond à l'angle entre les vecteurs vitesses des pivots O_{3G} et O_{3D}, respectivement, et le vecteur unitaire $\overrightarrow{i_f}$. Les angles θ_{3G} et θ_{3D} correspondants aux orientations de $\Re_{3G}$ et $\Re_{3D}$ par rapport à $\Re_f$ autour de y_f, peuvent donc être déterminés à partir de leurs tangentes calculées à partir des composantes des vitesses de O_{3G} et de O_{3D} suivant les directions de $\overrightarrow{i_f}$ et de $\overrightarrow{k_f}$.

$$\boxed{\tan\theta_{3G} = \frac{\vec{v}_{O_{3G}/\Re} \cdot \vec{k}_f}{\vec{v}_{O_{3G}/\Re} \cdot \vec{i}_f}} \tag{18}$$

$$\boxed{\tan\theta_{3D} = \frac{\vec{v}_{O_{3D}/\Re} \cdot \vec{k}_f}{\vec{v}_{O_{3D}/\Re} \cdot \vec{i}_f}} \tag{19}$$

La fonction arctangente donne deux solutions pour les angles θ_{3G} et θ_{3D} (*modulo* π). L'ambigüité est ensuite levée à partir du signe des composantes des vitesses de O_{3G} et O_{3D} suivant $\overrightarrow{i_f}$.

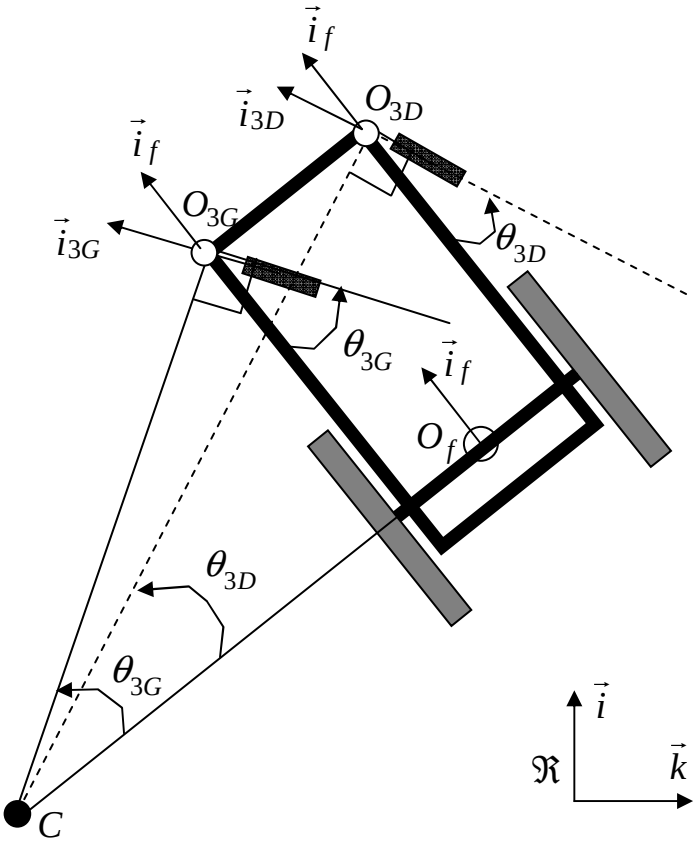


Figure 19 : Rotation du FRM dans le plan Oxz du référentiel du FRM et autour du centre instantané de rotation (C), dans le cas d'un roulement sans glissement des roues sur le sol.

Les vitesses angulaires $\vec{\Omega}_{\Re_{3G}/\Re_f}$ et $\vec{\Omega}_{\Re_{3D}/\Re_f}$ sont enfin calculées en dérivant les angles θ_{3G} et θ_{3D} par rapport au temps :

$$\vec{\Omega}_{\Re_{3G}/\Re_f} = \left(0, \quad \frac{d\theta_{3G}}{dt}, \quad 0 \right)_{\Re_f} \tag{20}$$

$$\vec{\Omega}_{\Re_{3D}/\Re_f} = \left(0, \quad \frac{d\theta_{3D}}{dt}, \quad 0 \right)_{\Re_f} \tag{21}$$

Calcul de $\overrightarrow{\Omega}_{\Re_{1G}/\Re_{3G}}$ et $\overrightarrow{\Omega}_{\Re_{1D}/\Re_{3G}}$

Puisque les roulettes avant gauche et droite n'ont qu'un seul degré de liberté autour des axes z_{1G} et z_{1D}, respectivement, dont les vecteurs unitaires sont égaux à ceux de z_{3G} et z_{3G}, les vitesses angulaires des roulettes avant gauche et droite par rapport à leur fourchettes respectives n'ont qu'une seule composante non nulle, autour des axes z_{3G} et z_{3G}, respectivement.

Dans le cas d'un roulement sans glissement, ces composantes sont facilement déterminées en divisant les vitesses de translation des points O_{1G} et O_{1D} dans $\Re$, respectivement, déterminées dans la première partie du présent paragraphe (cf. page 90) et exprimées suivant $\vec{i}_{3G}$ et $\vec{i}_{3D}$, par le rayon des roulettes (r_1) :

$$\overrightarrow{\Omega}_{\Re_{1G}/\Re_{3G}} = \left(0, \quad 0, \quad -\frac{\vec{v}_{O_{1G}/\Re} \cdot \vec{i}_{3G}}{r_1} \right)_{\Re_{3G}} \tag{22}$$

$$\overrightarrow{\Omega}_{\Re_{1D}/\Re_{3D}} = \left(0, \quad 0, \quad -\frac{\vec{v}_{O_{1D}/\Re} \cdot \vec{i}_{3D}}{r_1} \right)_{\Re_{3D}} \tag{23}$$

8.2. Le Sujet

Pour décrire précisément les mouvements du Sujet dans l'espace et par rapport au FRM, il est nécessaire de décrire le mouvement de chacun de ses segments S_j à l'aide du torseur cinématique qui lui est associé et réduit à son centre de masse G_j :

$$\{T_c\}_{G_j}^{S_j/\Re} = \begin{Bmatrix} \overrightarrow{\Omega}_{\Re_{Sj}/\Re} \\ \vec{v}_{G_j/\Re} \end{Bmatrix} \tag{24}$$

Afin de faire apparaître les mouvements relatifs des segments par rapport au centre de masse global du Sujet, il est nécessaire de faire intervenir le mouvement du référentiel barycentrique du Sujet $\Re_S^*$ qui, par définition, est uniquement en translation dans $\Re$, ($\vec{\Omega}_{\Re_S^*/\Re} = \vec{0}$) :

$$\left\{T_c\right\}_{G_j}^{S_j/\Re} = \begin{Bmatrix} \vec{\Omega}_{\Re_{Sj}/\Re} \\ \vec{v}_{G_S/\Re} + \vec{v}_{G_j/\Re_S^*} \end{Bmatrix} \tag{25}$$

Par ailleurs, pour mieux comprendre l'organisation des mouvements du Sujet par rapport au FRM, il est intéressant de faire intervenir le référentiel du FRM ($\Re_f$). Ainsi, après décomposition, décrite à l'Annexe 2 (cf. page 346), le torseur cinématique d'un segment *j* du Sujet et réduit à son centre de masse s'écrit :

$$\left\{T_c\right\}_{G_j}^{S_j/\Re} = \begin{Bmatrix} \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} + \vec{\Omega}_{\Re_{Sj}/\Re_f} \\ \vec{v}_{O_f/\Re} + \vec{v}_{G_S/\Re_f} + \left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{G_sG_j}\right)_{\Re_f} + \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \overrightarrow{O_fG_j} \end{Bmatrix} \tag{26}$$

9. Dynamique

Pour comprendre la cinématique du système {Sujet + FRM}, il est nécessaire d'étudier les efforts appliqués sur celui-ci. Pour ce faire, le système a été décomposé en deux sous-systèmes, le Sujet, d'une part, et le FRM, d'autre part, de façon à comprendre les mouvements relatifs de l'un par rapport à l'autre. Enfin, la dynamique de l'ensemble du système {Sujet + FRM} à été étudiée à partir de l'ensemble des efforts appliqués sur chacun des deux sous-systèmes : le Sujet et le FRM.

9.1. Le FRM

L'étude de la dynamique du FRM a été réalisée sur chacun des sept éléments qui le compose : système {châssis + siège}, roues arrière, fourchettes et roulettes avant. Pour faciliter la description et l'analyse des efforts, le FRM a été réduit à son plan sagittal médian.

9.1.1. Le système {châssis + siège}

Pour simplifier les explications, le système {châssis + siège} a été considéré comme un solide rigide reposant sur un sol horizontal par l'intermédiaire de deux points de contact : O_f et O_3, ce dernier étant la projection des pivots O_{3G} et O_{3D} dans le plan sagittal médian du FRM.

Les efforts appliqués sur le système {châssis + siège} sont (Figure 20) :

- Le poids du système {châssis + siège} ($\vec{P}_4$) appliqué en son centre de masse (G_4) ;
- Le torseur résultant des actions exercées par le Sujet sur le siège, réduit au point A_S et composé d'une force $\vec{F}_{(S\to4)}$ et d'un moment $\vec{M}_{A_S(S\to4)}$;
- Les réactions du support, $\vec{R}_{(3\to4)}$ et $\vec{R}_{(2\to4)}$ au niveau des points d'appui O_3 et O_f, respectivement.

Les bilans des forces et des moments externes s'écrivent donc :

$$\sum \vec{F}_{(\bar{4}\to4)} = \vec{P}_4 + \vec{F}_{(S\to4)} + \vec{R}_{(3\to4)} + \vec{R}_{(2\to4)}$$

$$\sum \vec{M}_{O_f(\bar{4}\to4)} = \vec{M}_{O_f(\vec{P}_4)} + \vec{M}_{O_f(\vec{F}_{(S\to4)})} + \vec{M}_{A_S(S\to4)} + \vec{M}_{O_f(\vec{R}_{(2\to4)})} + \vec{M}_{O_f(\vec{R}_{(3\to4)})}$$

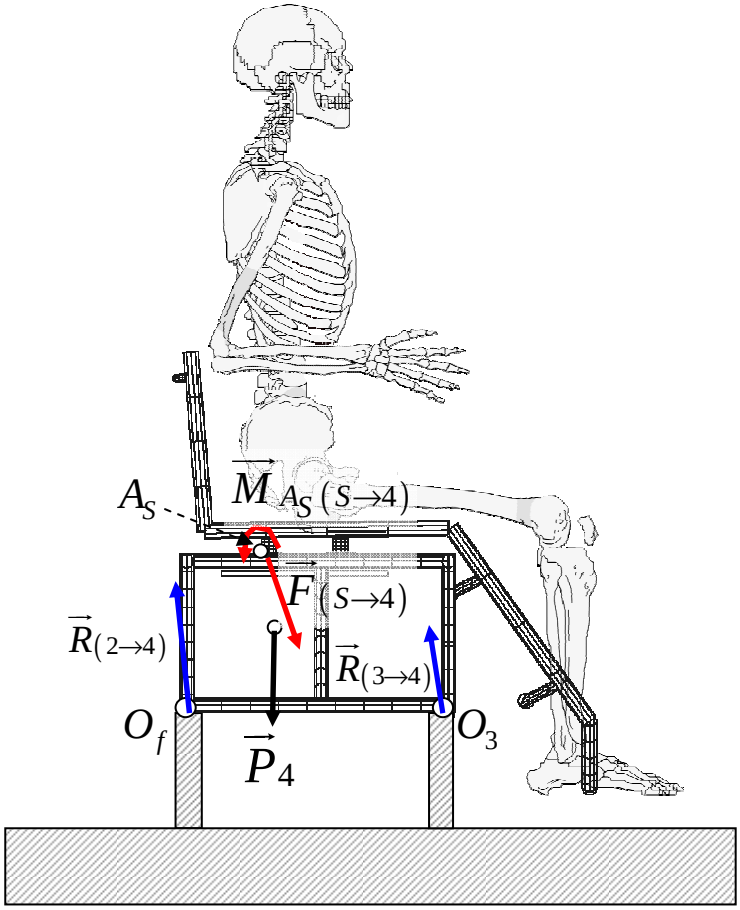


Figure 20 : Représentation 2D des efforts appliqués sur le système simplifié {châssis + siège}.

9.1.2. Les fourchettes avant

Pour décrire les efforts appliqués sur les fourchettes avant, une seule fourchette a été considérée et était reliée au système {châssis + siège} par l'intermédiaire d'une liaison pivot au point O_3. Ainsi, les efforts externes appliqués sur la fourchette avant sont :

- Le poids de la fourchette ($\vec{P}_3$) appliqué en son centre de masse (G_3) ;
- Le torseur des efforts appliqués par le système {châssis + siège} sur la fourchette au niveau de O_3 et composé d'une force $\vec{F}_{(4\to3)}$ et d'un moment $\vec{M}_{O_3(4\to3)}$;

- La réaction $\vec{R}_{(1\to3)}$ appliquée au point O_1 situé sur l'axe de rotation de la roulette avant ;
- Un moment ($\overrightarrow{M}_{O_1(1\to3)}$) appliqué au niveau du point de contact O_1 et qui dépend de la nature de la liaison à ce niveau (encastrement, pivot, rotule, etc.).

Les bilans des forces et des moments externes appliqués sur la fourchette avant s'écrivent :

$$\sum \vec{F}_{(\bar{3}\to3)} = \vec{F}_{(4\to3)} + \vec{P}_3 + \vec{R}_{(1\to3)}$$

$$\sum \overrightarrow{M}_{O_3(\bar{3}\to3)} = \overrightarrow{M}_{O_3(\bar{F}_{(4\to3)})} + \overrightarrow{M}_{O_3(4\to3)} + \overrightarrow{M}_{O_3(\bar{P}_3)} + \overrightarrow{M}_{O_3(\bar{R}_{(1\to3)})} + \overrightarrow{M}_{O_1(1\to3)}$$

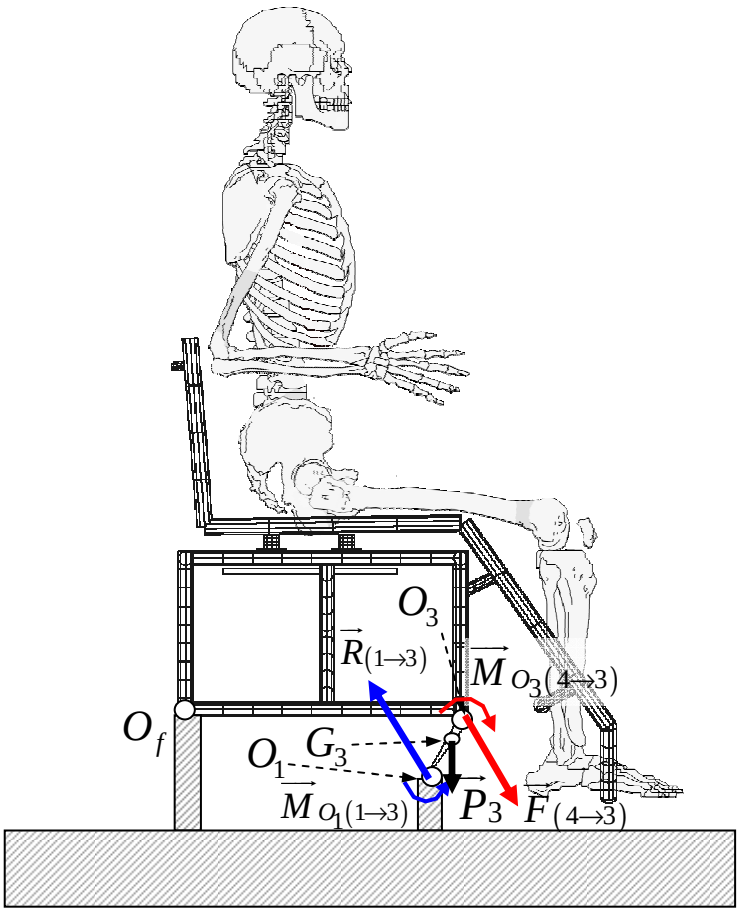


Figure 21 : Représentation 2D des efforts appliqués sur une fourchette avant du FRM.

9.1.3. Les roulettes avant

Comme pour les fourchettes avant, l'étude a été réduite à une seule roulette, articulée avec la fourchette en O_1. Les efforts externes appliqués sur la roulette avant sont :

- Le poids de la roulette ($\vec{P}_1$) appliqué au point O_1 ;
- Le torseur des efforts appliqué en O_1 par la fourchette avant sur la roulette et composé d'une force $\vec{F}_{(3\to1)}$ et d'un moment $\vec{M}_{O_1(3\to1)}$;
- Le torseur des efforts de contact entre la roue et le sol appliqué en Z_1 qui, du fait des déformations locales, est distant de quelques millimètres en avant du point I_1 situé à l'intersection entre la surface de contact et la normale passant O_1. Ce torseur est composé d'une force de réaction du sol sur la roue ($\vec{R}_{(sol\to1)}$) et d'un moment de résistance au pivotement suivant la direction normale au plan de contact ($\vec{M}_{Z_1(sol\to1)}$).

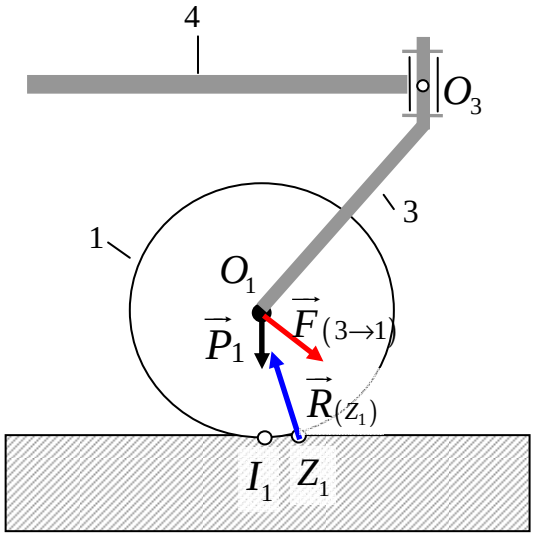


Figure 22 : Représentation 2D des efforts appliqués sur une roulette avant.

Les bilans des forces et des moments externes exprimés au point I_1 s'écrivent :

$$\sum \overrightarrow{F}\left(\overline{1}\to 1\right)=\overrightarrow{P}_1+\overrightarrow{F}_{(3\to 1)}+\overrightarrow{R}_{(sol\to 1)}$$

$$\sum \overrightarrow{M}_{I_1}\left(\overline{1}\to 1\right)=\overrightarrow{M}_{I_1}\left(\overrightarrow{P}_1\right)+\overrightarrow{M}_{I_1}\left(\overrightarrow{F}_{(3\to 1)}\right)+\overrightarrow{M}_{I_1}\left(\overrightarrow{R}_{(sol\to 1)}\right)+\overrightarrow{M}_{Z_1\,(sol\to 1)}+\overrightarrow{M}_{O_1(3\to 1)}$$

L'expression des moments peut également être écrite en regroupant les forces appliquées au point O_1 :

$$\sum \overrightarrow{M}_{I_1}\left(\overline{1}\to 1\right)=\overrightarrow{I_1O_1}\wedge\left(\overrightarrow{P}_1+\overrightarrow{F}_{(3\to 1)}\right)+\overrightarrow{I_1Z_1}\wedge\overrightarrow{R}\left(\overrightarrow{R}_{(sol\to 1)}\right)+\overrightarrow{M}_{Z_1\,(sol\to 1)}+\overrightarrow{M}_{O_1(3\to 1)}$$

Pour faciliter l'expression du moment résultant des actions de contact avec le sol réduites au point I_1, il est pratique d'exprimer ce moment dans la base de la fourchette ($\overrightarrow{i_3}, \overrightarrow{j_3}, \overrightarrow{k_3}$). Dans cette base, le moment de résistance au pivotement $\overrightarrow{M}_{Z_1\,(sol\to 1)}$ ne possède qu'une seule composante suivant $\overrightarrow{j_3}$ déterminée par le produit du coefficient de résistance au pivotement de la roulette (κ_1) et assimilable à une distance, par la composante de $\overrightarrow{R}_{(sol\to 1)}$ suivant $\overrightarrow{j_3}$.

$$\overrightarrow{M}_{Z_1\,(sol\to 1)}=\begin{pmatrix}0\\ \kappa_1 R_{y(sol\to 1)}\\ 0\end{pmatrix}_{Z_1\left(\vec{i}_3,\vec{j}_3,\vec{k}_3\right)}$$

En définissant $\overrightarrow{M}_{R1}$ comme le moment global de résistance au roulement et au pivotement (la résistance au roulement est exprimée suivant $\overrightarrow{k_3}$ tandis que la résistance au pivotement est exprimée suivant $\overrightarrow{j_3}$) réduit au point I_1, celui-ci est exprimé comme suit :

$$\overrightarrow{M}_{R1} = \overrightarrow{I_1 Z_1} \wedge \vec{R}_{(sol\to 1)} + \overrightarrow{M}_{Z_1(sol\to 1)}$$

En posant :

$$\overrightarrow{I_1 Z_1} = \begin{pmatrix} \lambda_1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_3} \qquad \text{et } \vec{R}_{(sol\to 1)} = \begin{pmatrix} R_{x(sol\to 1)} \\ R_{y(sol\to 1)} \\ R_{z(sol\to 1)} \end{pmatrix}_{\Re_3}$$

Le développement du moment de résistance au roulement et au pivotement de la roulette avant dans la base ($\vec{i}_3, \vec{j}_3, \vec{k}_3$) s'écrit :

$$\left(\overrightarrow{M}_{R1}\right)^{sol\to 1}_{I_1/\Re_3} = \begin{pmatrix} \lambda_1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_3} \wedge \begin{pmatrix} R_{x(sol\to 1)} \\ R_{y(sol\to 1)} \\ R_{z(sol\to 1)} \end{pmatrix}_{\Re_3} + \begin{pmatrix} 0 \\ \kappa_1 R_{y(sol\to 1)} \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_3} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\lambda_1 R_{z(sol\to 1)} + \kappa_1 R_{y(sol\to 1)} \\ \lambda_1 R_{y(sol\to 1)} \end{pmatrix}^{sol\to 1}_{I_1/\Re_3}$$

En remplaçant $R_{y(sol\to 1)}$ par R_{N1} dans l'expression précédente, le moment de résistance au roulement et au pivotement ($\overrightarrow{M}_{R1}$) appliqué sur la roue avant au point I_1 devient :

$$\left(\overrightarrow{M}_{R1}\right)^{sol\to 1}_{I_1/\Re_3} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\lambda_1 R_{z(sol\to 1)} + \kappa_1 R_{N1} \\ \lambda_1 R_{N1} \end{pmatrix}^{sol\to 1}_{I_1/\Re_3} \qquad (27)$$

Il est interessant de noter que la première partie de l'expression du moment de résistance au pivotement ($-\lambda_1 R_{z(sol\to 1)}$) est nulle dans le cas d'un pivotement sans roulement puisque λ_1 est alors nul. Dans le cas du roulement, cet élément est certainement négligeable devant la seconde partie ($\kappa_1 R_{N1}$) mais reste à démontrer.

Ainsi, le torseur des efforts de contact appliqué par le sol sur la roue peut être exprimé au point I_1 :

$$\left\{T_d\right\}_{I_1}^{sol\to 1}=\left\{\begin{array}{c}\vec{R}_{(sol\to 1)}\\ \overrightarrow{M}_{R1}\end{array}\right\}_{I_1}^{sol\to 1}$$

Afin de déterminer la composante antéropostérieure de la force de réaction du sol $\vec{R}_{(sol\to 1)}$, qui correspond à la force de frottement appliqué sur les roulettes avant, il est utile de réduire l'expression des moments externes au point O_1. Dans ce cas, les moments du poids de la roulette $\vec{P}_1$ et de la force $\vec{F}_{(3\to 1)}$ sont nuls puisque ces forces sont appliquées en O_1. Ainsi :

$$\sum \overrightarrow{M}_{O_1(\bar{1}\to 1)}=\overrightarrow{O_1Z_1}\wedge\vec{R}_{(sol\to 1)}+\overrightarrow{M}_{Z_1(sol\to 1)}+\overrightarrow{M}_{O_1(3\to 1)}$$

En décomposant le vecteur $\overrightarrow{O_1Z_1}$ à l'aide du point I_1, cette expression s'écrit :

$$\sum \overrightarrow{M}_{O_1(\bar{1}\to 1)}=\overrightarrow{O_1I_1}\wedge\vec{R}_{(sol\to 1)}+\underbrace{\left(\overrightarrow{I_1Z_1}\wedge\vec{R}_{(sol\to 1)}+\overrightarrow{M}_{Z_1(sol\to 1)}\right)}_{\overrightarrow{M}_{R1}}+\overrightarrow{M}_{O_1(3\to 1)}$$

Soit : $$\sum \overrightarrow{M}_{O_1(\bar{1}\to 1)}=\overrightarrow{O_1I_1}\wedge\vec{R}_{(sol\to 1)}+\overrightarrow{M}_{R1}+\overrightarrow{M}_{O_1(3\to 1)}$$

Sachant que : $$\overrightarrow{O_1I_1}=\begin{pmatrix}0\\-r_1\\0\end{pmatrix}_{\Re_3}$$ et : $$\vec{R}_{(sol\to 1)}=\begin{pmatrix}R_{x(sol\to 1)}\\R_{N1}\\R_{z(sol\to 1)}\end{pmatrix}_{\Re_3}$$

Le produit vectoriel de $\overrightarrow{O_1I_1}$ avec $\vec{R}_{(sol\to 1)}$ s'écrit :

$$\left(\overrightarrow{O_1I_1}\wedge\vec{R}_{(I_1)}\right)_{\Re_3}=\begin{pmatrix}0\\-r_1\\0\end{pmatrix}_{\Re_3}\wedge\begin{pmatrix}R_{x(sol\to 1)}\\R_{N1}\\R_{z(sol\to 1)}\end{pmatrix}_{\Re_3}=\begin{pmatrix}-r_1R_{z(sol\to 1)}\\0\\r_1R_{x(sol\to 1)}\end{pmatrix}_{\Re_3}$$

L'expression complète des moments réduits au point O_1 s'écrit alors :

$$\left(\sum \overrightarrow{M}_{O_1(\bar{1}\to 1)}\right)_{\Re_3} = \begin{pmatrix} -r_1 R_{z(sol\to 1)} \\ 0 \\ r_1 R_{x(sol\to 1)} \end{pmatrix}_{\Re_3} + \begin{pmatrix} 0 \\ -\lambda_1 R_{z(sol\to 1)} + \kappa_1 R_{N1} \\ \lambda_1 R_{N1} \end{pmatrix}_{\Re_3} + \begin{pmatrix} M_{O_1 x(3\to 1)} \\ M_{O_1 y(3\to 1)} \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_3}$$

Où la composante transversale (suivant $\vec{k}_3$) du moment appliqué par la fourchette sur la roulette en O_1 ($M_{O_1 z(3\to 1)}$) est nulle.

Ainsi :

$$\sum \overrightarrow{M}_{O_1(\bar{1}\to 1)} = \begin{pmatrix} -r_1 R_{1z} + M_{O_1 x(3\to 1)} \\ -\lambda_1 R_{z(sol\to 1)} + \kappa_1 R_{N1} + M_{O_1 y(3\to 1)} \\ r_1 R_{x(sol\to 1)} + \lambda_1 R_{N1} \end{pmatrix}_{\Re_3}$$

Par ailleurs, la somme des moments externes aux roulettes réduit au point O_1 est égale au moment dynamique des efforts externes aux roulettes en ce point :

$$\sum \overrightarrow{M}_{O_1(\bar{1}\to 1)} = \vec{\delta}_{O_1(1/\Re_3)} = \begin{pmatrix} \delta_x \\ \delta_y \\ \delta_z \end{pmatrix}^{(1/\Re_3)}_{O_1}$$

Ainsi, suivant la direction transversale du référentiel de la fourchette $\vec{k}_3$:

$$\delta_{z O_1(1/\Re_3)} = \left(r_1 R_{x(sol\to 1)} + \lambda_1 R_{N1}\right)_{\Re_3}$$

D'où il est possible de déterminer $R_{x(sol\to 1)}$:

$$\boxed{\left(R_{x(sol\to 1)}\right)_{\Re_3} = \left(\frac{-\lambda_1 R_{N1} + \delta_{z O_1\,(1/\Re_3)}}{r_1}\right)_{\Re_3}} \qquad (28)$$

Par ailleurs, dans le cas particulier d'un déplacement rectiligne, l'accélération angulaire n'a qu'une composante suivant la direction transversale dirigée par $\vec{k}_3$, ce qui permet, dans le cas d'un roulement sans glissement, d'exprimer le moment dynamique directement à partir du moment d'inertie de la roulette suivant cette direction (I_{1O_1zz}) et de l'accélération de son centre γ_{O_1x}.

$$\left(R_{x(sol\to 1)}\right)_{\Re_3}=\left(-\frac{\lambda_1 R_{N1}}{r_1}-\frac{I_{1O_1zz}}{r_1^{\,2}}\,\gamma_{O_1x}\right)_{\Re_3}$$

Par ailleurs, en négligeant l'inertie de rotation de la roulette (négligeable devant l'autre terme étant donné le moment d'inertie des roulettes), la composante antéropostérieure de la force de réaction du sol, qui correspond à la contribution ($\vec{F}_{ra1}$) de la roulette avant à la force globale de résistance à l'avancement ($\vec{F}_{ra}$), s'écrit :

$$\vec{F}_{ra1}=\left(-\frac{\lambda_1\ R_{N1}}{r_1},\quad 0,\quad 0\right)_{\Re_3} \tag{29}$$

9.1.4. Les roues arrière

Pour exprimer les efforts appliqués sur les roues arrière, il convient de distinguer les cas où soit le Sujet n'exerce aucun effort sur les mains courantes, soit il propulse ou freine le FRM par ses actions sur les mains courantes.

Dans le premier cas qui est celui de la phase de roue libre, les efforts sont :

- Le poids de la roue arrière ($\vec{P}_2$) appliqué en O_2 ;

- Le torseur réduit en O_2 des efforts appliqués par le système {châssis + siège} sur la roue arrière et composé d'une force ($\vec{F}_{(4\to2)}$) et d'un moment ($\vec{M}_{O_2(4\to2)}$) ;

- Le torseur des efforts de contact entre la roue arrière et le sol appliqué en Z_2 qui, du fait des déformations locales, est distant de quelques millimètres en avant du point I_2 situé à l'intersection entre la surface de contact et la normale passant O_2. Ce torseur est composé d'une force de réaction du sol sur la roue ($\vec{R}_{(sol\to2)}$) et d'un moment de résistance au pivotement suivant la direction normale au plan de contact ($\vec{M}_{Z_2(sol\to2)}$).

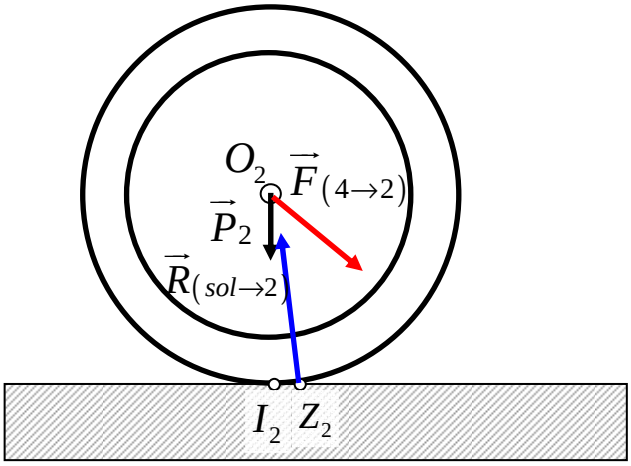


Figure 23 : Représentation 2D des efforts appliqués sur la roue arrière du FRM lorsque le Sujet n'exerce pas d'action sur la main courante.

Les bilans des forces et des moments externes s'écrivent alors :

$$\sum \vec{F}_{(\bar{2}\to2)} = \vec{P}_2 + \vec{F}_{(3\to2)} + \vec{R}_{(sol\to2)}$$

$$\sum \vec{M}_{I_2(\bar{2}\to2)} = \overrightarrow{I_2O_2} \wedge \left(\vec{P}_2 + \vec{F}_{(3\to2)}\right) + \vec{M}_{O_2(4\to2)} + \overrightarrow{I_2Z_2} \wedge \vec{R}_{(sol\to2)} + \vec{M}_{Z_1(sol\to2)}$$

Pour faciliter l'expression du moment résultant des actions de contact avec le sol réduites au point I_2, il est pratique d'exprimer ce moment dans la base de $\Re_f$ ($\overrightarrow{i_f}, \overrightarrow{j_f}, \overrightarrow{k_f}$). Dans cette base, le moment de résistance au pivotement $\overrightarrow{M}_{Z_2(sol\to 2)}$ ne possède qu'une seule composante suivant $\vec{j}_f$ déterminée par le produit du coefficient de résistance au pivotement des roues arrière (κ_2) et assimilable à une distance, par la composante de $\vec{R}_{(sol\to 2)}$ suivant $\vec{j}_f$. Il est alors possible de définir le moment de résistance au roulement et au pivotement $\overrightarrow{M}_{R2}$ réduit en I_2 et de l'exprimer dans la base ($\overrightarrow{i_f}, \overrightarrow{j_f}, \overrightarrow{k_f}$) :

$$\overrightarrow{M}_{R2} = \overrightarrow{I_2 Z_2} \wedge \vec{R}_{(sol\to 2)} + \overrightarrow{M}_{Z_2(sol\to 2)}$$

Soit :

$$\left(\overrightarrow{M}_{R2}\right)^{sol\to 2}_{I_2/\Re_f} = \begin{pmatrix} \lambda_2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f} \wedge \begin{pmatrix} R_{x(sol\to 2)} \\ R_{y(sol\to 2)} \\ R_{z(sol\to 2)} \end{pmatrix}_{\Re_f} + \begin{pmatrix} 0 \\ \kappa_2 R_{y(sol\to 2)} \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\lambda_2 \; R_{z(sol\to 2)} + \kappa_2 R_{y(sol\to 2)} \\ \lambda_2 R_{y(sol\to 2)} \end{pmatrix}^{sol\to 2}_{I_2/\Re_f}$$

En remplaçant Ry_2 par R_{N2}, le moment de résistance ($\overrightarrow{M}_{R2}$) appliqué sur la roue arrière devient :

$$\boxed{\left(\overrightarrow{M}_{R2}\right)^{sol\to 2}_{I_2/\Re_f} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\lambda_2 R_{z(sol\to 2)} + \kappa_2 R_{N2} \\ \lambda_2 \; R_{N2} \end{pmatrix}^{sol\to 2}_{I_2/\Re_f}} \qquad (30)$$

Dans le cas où le Sujet exerce des actions sur les mains courantes, il convient d'ajouter aux bilans précédents :

- Une force $\overrightarrow{F}_{(S\to 2)}$ appliquée au point d'application A_{mc} de la main courante.
- Un moment $\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)}$ également exercé au point A_{mc}.

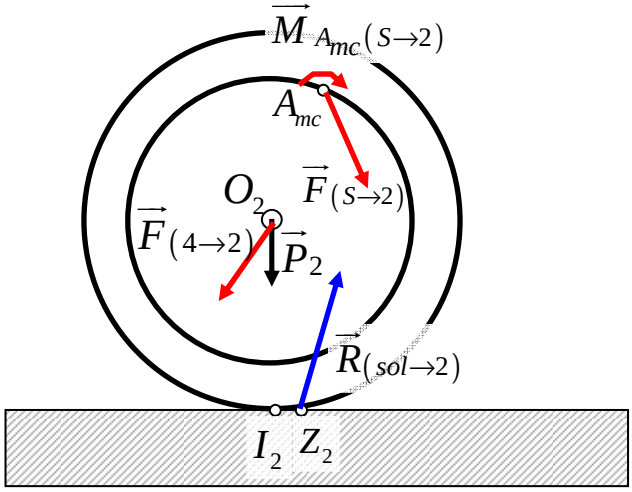


Figure 24 : Représentation 2D des efforts appliqués sur une roue arrière du FRM lorsque le Sujet exerce un effort sur la main courante.

Les bilans des forces et des moments externes réduits au point I_2 s'écrivent alors :

$$\sum \overrightarrow{F}\left(\bar{2}\to 2\right)=\overrightarrow{P}_2+\overrightarrow{F}_{(4\to 2)}+\overrightarrow{F}_{(S\to 2)}+\overrightarrow{R}_{(sol\to 2)} \tag{31}$$

$$\begin{aligned}\sum \overrightarrow{M}_{I_2}\left(\bar{2}\to 2\right)=&\overrightarrow{I_2O_2}\wedge\left(\overrightarrow{P}_2+\overrightarrow{F}_{(4\to 2)}\right)+\overrightarrow{I_2A_{mc}}\wedge\overrightarrow{F}_{(S\to 2)}+\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)}\\&+\overrightarrow{M}_{O_2(4\to 2)}+\overrightarrow{I_2Z_2}\wedge\overrightarrow{R}_{(sol\to 2)}+\overrightarrow{M}_{Z_2(sol\to 2)}\end{aligned} \tag{32}$$

En décomposant le vecteur $\overrightarrow{I_2A_{mc}}$ à l'aide du point O_2, puis en factorisant les termes en $\overrightarrow{I_2O_2}$, l'expression des moments externes aux roues arrière et réduits en I_2 devient :

$$\sum \overrightarrow{M}_{I_2\left(\bar{2}\to 2\right)} = \overrightarrow{I_2O_2} \wedge \left(\vec{P}_2 + \vec{F}_{(4\to 2)} + \vec{F}_{(S\to 2)} \right) + \overrightarrow{O_2A_{mc}} \wedge \vec{F}_{(S\to 2)} + \overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)} + \overrightarrow{M}_{O_2(4\to 2)} + \overrightarrow{I_2Z_2} \wedge \vec{R}_{(sol\to 2)} + \overrightarrow{M}_{Z_2(sol\to 2)}$$

En remplaçant le produit vectoriel de $\overrightarrow{O_2A_{mc}}$ avec $\vec{F}_{(S\to 2)}$ par $\overrightarrow{M}_{O_2}\left(\vec{F}_{(S\to 2)}\right)$ et la somme du produit vectoriel de $\overrightarrow{I_2Z_2}$ avec $\vec{R}_{(sol\to 2)}$ et du moment de résistance au pivotement par $\overrightarrow{M}_{R2}$, l'expression précédente s'écrit :

$$\sum \overrightarrow{M}_{I_2\left(\bar{2}\to 2\right)} = \overrightarrow{I_2O_2} \wedge \left(\vec{P}_2 + \vec{F}_{(4\to 2)} + \vec{F}_{(S\to 2)} \right) + \overrightarrow{M}_{O_2}\left(\vec{F}_{(S\to 2)}\right) + \overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)} + \overrightarrow{M}_{O_2(4\to 2)} + \overrightarrow{M}_{R2}$$

Cette expression met en évidence que la force $\vec{F}_{(S\to 2)}$ exercée par le Sujet sur la main courante n'agit pas que sur la rotation de la roue autour de O_2, mais participe également à la rotation de O_2 autour du point de contact I_2, au même titre que les forces exercées par le châssis ($\vec{F}_{(4\to 2)}$) et le poids de la roue ($\vec{P}_2$).

En exprimant l'ensemble des moments au point O_2, afin d'annuler les moments créés par le poids de la roue $\vec{P}_2$ et par la force appliquée par le châssis $\vec{F}_{(4\to 2)}$, il est possible de déterminer la composante antéropostérieure de la réaction du sol sur les roues arrière R_{2x}, à partir de l'équation suivante :

$$\sum \overrightarrow{M}_{O_2\left(\bar{2}\to 2\right)} = \overrightarrow{O_2A_{mc}} \wedge \vec{F}_{(S\to 2)} + \overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)} + \overrightarrow{M}_{O_2(4\to 2)} + \overrightarrow{O_2Z_2} \wedge \vec{R}_{(sol\to 2)} + \overrightarrow{M}_{Z_2(sol\to 2)}$$

Après développement (cf. Annexe 3, p. 349), et dans la condition d'un roulement sans glissement, R_{2x} s'écrit :

$$\left(R_{x(sol\to 2)}\right)_{\Re f} = \left(-\frac{M_{prop} + \lambda_2 R_{N2}}{r_2} + \frac{\delta_{zO_2}\left(2/\Re f\right)}{r_2} \right)_{\Re f} \qquad (33)$$

Où M_{prop} représente le moment propulsif et vaut :

$$M_{prop} = \left(x_{A_{mc}} F_{y(S\to 2)} - y_{A_{mc}} F_{x(S\to 2)} + M_{zA_{mc}(S\to 2)} \right)_{\Re_f} \quad (34)$$

La composante antéropostérieure de la force de réaction appliquée par le sol sur les roues arrière est donc déterminée par les actions propulsives du Sujet sur les mains courantes (à travers le moment propulsif), par le moment de résistance au roulement ($\lambda_2 R_{N2}$) et par la composante transversale du moment dynamique.

Dans le cas particulier d'un déplacement en ligne droite et en négligeant l'influence des produits d'inertie qui ne sont pas nuls dans le cas des roues arrière équipées de mains courantes, la composante antéropostérieure de la force de réaction du sol, dans le cas d'un roulement sans glissement, s'écrit :

$$\left(R_{x(sol\to 2)} \right)_{\Re_f} = \left(-\frac{M_{prop}}{r_2} - \frac{\lambda_2 R_{N2}}{r_2} - \frac{I_{2O_2 zz}}{r_2^2}\, \gamma_{G2x/\Re} \right)_{\Re_f}$$

Où $I_{2O_2 zz}$ est le moment d'inertie des roues arrière suivant $\vec{k}_f$ et $\gamma_{G2x/\Re}$ est l'accélération linéaire du centre de masse des roues arrière dans $\Re$ et suivant la direction de $\vec{i}_f$.

Par ailleurs, en négligeant l'infuence de l'inertie de rotation des roues (négligeable devant les deux autres termes), l'expression précédente s'écrit

$$\left(R_{x(sol\to 2)} \right)_{\Re_f} = \left(-\frac{M_{prop}}{r_2} - \frac{\lambda_2 R_{N2}}{r_2} \right)_{\Re_f}$$

Où le premier terme correspond à la force motrice ($\vec{F}_m$) (suivant la définition de N. de Saint Rémy [96]) tandis que le second terme correspond à la contribution des roues arrière ($\vec{F}_{ra2}$) à la force globale de résistance à l'avancement du FRM ($\vec{F}_{ra}$) :

$$\boxed{\left(R_{x(sol\to 2)}\right)_{\Re_f} = \left(F_m + F_{ra2}\right)_{\Re_f}} \tag{35}$$

Avec :

$$\overrightarrow{F_m} = \left(-\frac{M_{prop}}{r_2},\quad 0,\quad 0\right)_{\Re_f} \tag{36}$$

$$\vec{F}_{ra2} = \left(-\frac{\lambda_2\, R_{N2}}{r_2},\quad 0,\quad 0\right)_{\Re_f} \tag{37}$$

9.1.5. Le FRM

Pour comprendre la dynamique de l'ensemble formé par les sept éléments du système FRM, il convient d'additionner les sept torseurs réduits au point O_f et exprimés dans le référentiel du FRM ($\Re_f$).

Les forces et moments externes agissant sur le FRM sont :

- Les poids des roulettes avant ($\vec{P}_1$), des roues arrière ($\vec{P}_2$),des fourchettes avant ($\vec{P}_3$) et du système {châssis + siège} ($\vec{P}_4$). Leur résultante $\vec{P}_{frm}$ est appliqué au centre de masse G_f du FRM ;
- Le torseur des efforts appliqués au point A_{mc} par le Sujet sur la main courante et composé d'une force $\vec{F}_{(S\to 2)}$ et d'un moment local $\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)}$;

- Le torseur des efforts appliqués au point A_S par le Sujet sur le siège et composé d'une force $\vec{F}_{(S\to4)}$ et d'un moment $\vec{M}_{A_S(S\to4)}$;

- Le torseur des efforts appliqués par le sol sur les roulettes avant au point I_1 et composé de la réaction $\vec{R}_{(sol\to1)}$ et du moment de résistance au roulement et au pivotement $\vec{M}_{R1}$.

- Le torseur des efforts appliqués par le sol sur les roues arrière au point I_2 et composé de la réaction $\vec{R}_{(sol\to2)}$ et du moment de résistance au roulement et au pivotement $\vec{M}_{R2}$.

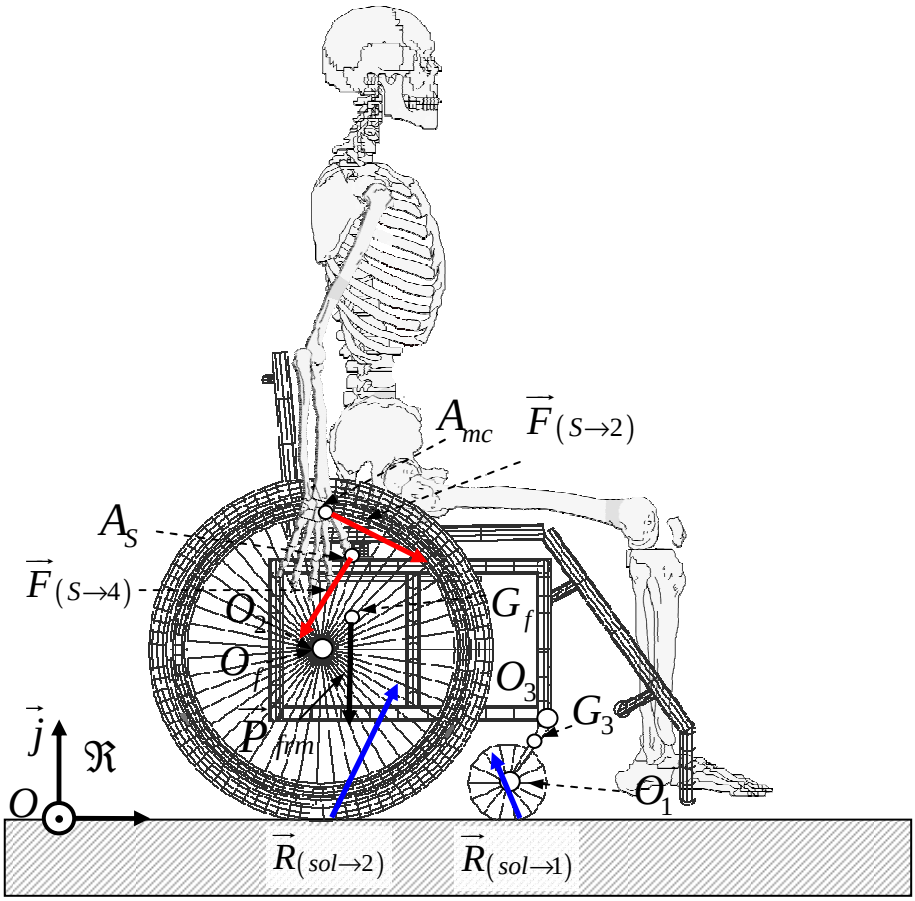


Figure 25 : Représentation 2D (dans le plan sagittal médian) des forces externes appliquées sur le FRM au cours de la propulsion. Dans cette représentation, les points O_2 et O_f sont confondus.

Ainsi, les bilans des forces et des moments externes s'écrivent :

$$\sum \vec{F}\left(\overline{FRM}\rightarrow FRM\right)=\vec{P}_{frm}+\vec{F}_{(S\rightarrow 2)}+\vec{F}_{(S\rightarrow 4)}+\vec{R}_{(sol\rightarrow 1)}+\vec{R}_{(sol\rightarrow 2)} \tag{38}$$

$$\begin{aligned}\sum \vec{M}_{O_f}\left(\overline{FRM}\rightarrow FRM\right)=&\vec{M}_{O_f}\left(\vec{P}_1\right)+\vec{M}_{O_f}\left(\vec{P}_2\right)+\vec{M}_{O_f}\left(\vec{P}_3\right)+\vec{M}_{O_f}\left(\vec{P}_4\right)+\\&+\vec{M}_{O_f}\left(\vec{F}_{(S\rightarrow 2)}\right)+\vec{M}_{A_{mc}(S\rightarrow 2)}+\vec{M}_{O_f}\left(\vec{F}_{(S\rightarrow 4)}\right)+\vec{M}_{A_S(S\rightarrow 4)}\\&+\vec{M}_{O_f}\left(\vec{R}_{(sol\rightarrow 1)}\right)+\vec{M}_{R1}+\vec{M}_{O_f}\left(\vec{R}_{(sol\rightarrow 2)}\right)+\vec{M}_{R2}\end{aligned} \tag{39}$$

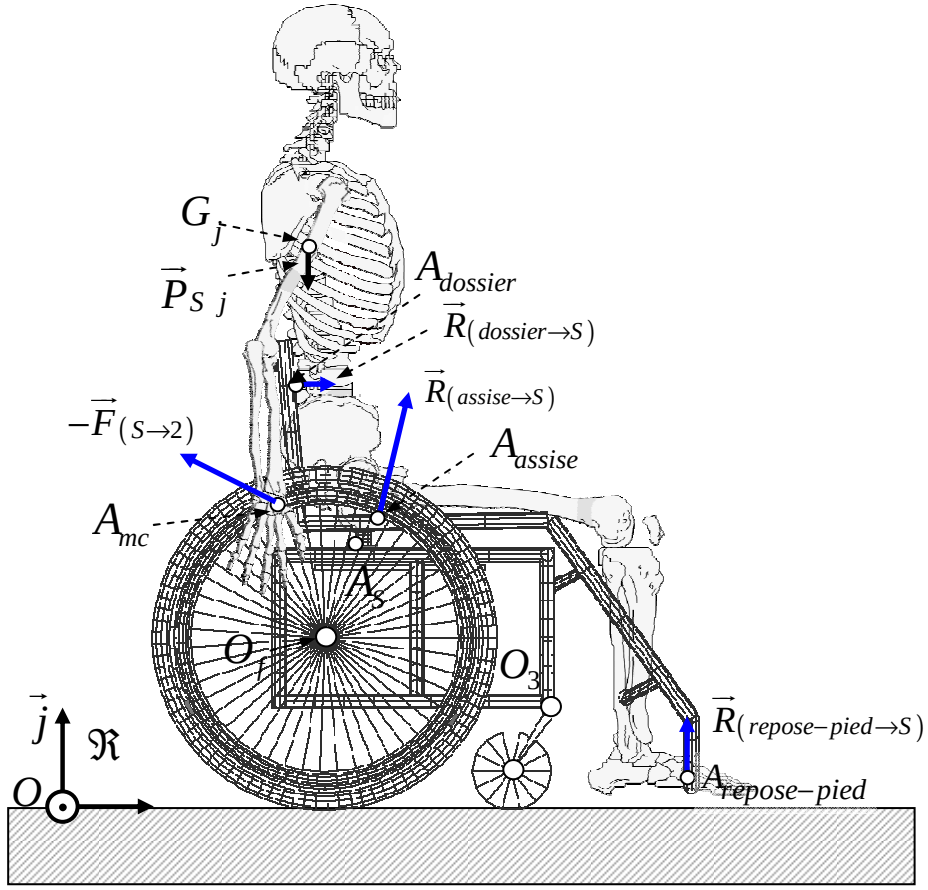


Figure 26 : Représentation 2D dans le plan sagittal des forces externes exercées sur le Sujet pendant la propulsion en FRM.

9.2. Le Sujet

Pour exprimer la dynamique du Sujet, les efforts ont été réduits au point A_S qui est un point quelconque du siège où le torseur des efforts appliqués par le siège sur le Sujet est connu. Le Sujet a été considéré comme un système polyarticulé de solides rigides et indéformables dont le nombre n_S dépend de la modélisation choisie (cf. p. 156).

9.2.1. Les forces

Lors de la propulsion en FRM, le Sujet exerce des actions en différents points du FRM. En conséquence, le FRM applique sur le Sujet des forces de réaction qui, par définition, sont strictement opposées aux actions du Sujet sur le FRM. Ainsi, les forces externes appliquées sur le Sujet sont :

- Les poids $\vec{P}_{S\,j}$ de tous les segments S_j appliqués au centre de masse G_j de chaque segment. Le poids total du Sujet $\vec{P}_S$ est alors la somme des poids segmentaires $\vec{P}_{S\,j}$.

$$\vec{P}_S = \sum_{j=1}^{n_S} \vec{P}_{S\,j} \tag{40}$$

- La force de réaction de la main courante appliquée au point A_{mc} et opposée à $\vec{F}_{(S\to 2)}$;
- La force de réaction du dossier ($\vec{R}_{(dossier\to S)}$) lorsque le tronc du Sujet prend appui sur celui-ci. Cette réaction est appliquée au point $A_{dossier}$;
- La force de réaction de l'assise ($\vec{R}_{(assise\to S)}$) appliquée au point A_{assise}.
- La force de réaction des repose-pied ($\vec{R}_{(repose-pied\to S)}$) appliquée au point $A_{repose-pied}$.

Le bilan des forces externes appliquées sur le Sujet s'écrit alors :

$$\sum \vec{F}\left(\overline{Sujet}\rightarrow Sujet\right)=\vec{P}_S-\vec{F}_{(S\rightarrow 2)}+\vec{R}_{(dossier\rightarrow S)}+\vec{R}_{(assise\rightarrow S)}+\vec{R}_{(repose-pied\rightarrow S)}$$

Le dossier, l'assise et les repose-pied appartenant tous au système {châssis + siège}, la résultante des réactions appliquées par ces éléments sur le Sujet est opposée à l'action du Sujet sur le siège ($\vec{F}_{(S\rightarrow 4)}$) et appliquée au point A_S :

$$\vec{R}_{(dossier\rightarrow S)}+\vec{R}_{(assise\rightarrow S)}+\vec{R}_{(repose-pied\rightarrow S)}=-\vec{F}_{(S\rightarrow 4)}$$

Ainsi, le bilan des forces externes défini au-dessus peut s'écrire :

$$\sum \vec{F}\left(\overline{Sujet}\rightarrow Sujet\right)=\vec{P}_S-\vec{F}_{(S\rightarrow 2)}-\vec{F}_{(S\rightarrow 4)} \qquad (41)$$

Or, par définition, la somme des forces externes appliquées sur le Sujet est égale au produit de la masse totale du Sujet (m_s) par l'accélération de son centre de masse par rapport à $\Re$ ($\vec{\gamma}_{G_s/\Re}$) :

$$m_s\ \vec{\gamma}_{G_s/\Re}=\vec{P}_S-\vec{F}_{(S\rightarrow 2)}-\vec{F}_{(S\rightarrow 4)} \qquad (42)$$

De cette expression, il ressort que la force exercée par le Sujet sur le siège ($\vec{F}_{(S\rightarrow 4)}$) dépend du poids du Sujet ($\vec{P}_S$), des forces exercées sur les mains courantes ($\vec{F}_{(S\rightarrow 2)}$) et des mouvements du Sujet sur le siège, exprimés par le produit de sa masse totale et de l'accélération de son centre de masse ($m_s\ \vec{\gamma}_{G_s/\Re}$) :

$$\boxed{\vec{F}_{(S\rightarrow 4)}=\vec{P}_S-\vec{F}_{(S\rightarrow 2)}-m_s\ \vec{\gamma}_{G_s/\Re}} \qquad (43)$$

9.2.2. Les moments

Le moment externe résultant appliqué sur le Sujet et calculé au point A_S est composé des moments créés par les forces externes, présentées au paragraphe précédent, ainsi que des moments locaux au niveau des points de contact du Sujet sur le siège et avec les mains courantes qui sont composés par :

- Le moment local exercé par la main courante sur la main du Sujet au point A_{mc} et qui est opposé à celui exercé par la main sur la main courante : $-\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)}$;
- Le moment local exercé par le dossier ($\overrightarrow{M}_{A_{dossier}(dossier\to S)}$) sur le dos du Sujet au point $A_{dossier}$: ce moment local est probablement nul, compte tenu de la nature de l'appui du dos sur le dossier, mais il a été conservé afin d'écrire les équations dans le cas général ;
- Le moment local exercé par l'assise ($\overrightarrow{M}_{A_{assise}(assise\to S)}$) sur le bassin et les cuisses du Sujet au point A_{assise} ;
- Le moment local exercé par les repose-pied ($\overrightarrow{M}_{A_{repose-pied}(repose-pied\to S)}$) sur les pieds du Sujet au point $A_{repose-pied}$.

Ainsi, le bilan des moments externes exprimés au point A_S s'écrit :

$$\begin{aligned}\sum \overrightarrow{M}_{A_S}\left(\overline{Sujet}\to Sujet\right) = &\sum_{j=1}^{n_S}\left(\overrightarrow{A_S G_j}\wedge\overrightarrow{P}_{S\,j}\right)-\overrightarrow{A_S A_{mc}}\wedge\overrightarrow{F}_{(S\to 2)}-\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)}\\ &+\overrightarrow{A_S A}_{dossier}\wedge\overrightarrow{R}_{(dossier\to S)}+\overrightarrow{M}_{A_{dossier}(dossier\to S)}\\ &+\overrightarrow{A_S A}_{assise}\wedge\overrightarrow{R}_{(assise\to S)}+\overrightarrow{M}_{A_{assise}(assise\to S)}\\ &+\overrightarrow{A_S A}_{repose-pied}\wedge\overrightarrow{R}_{(repose-pied\to S)}+\overrightarrow{M}_{A_{repose-pied}(repose-pied\to S)}\end{aligned}$$

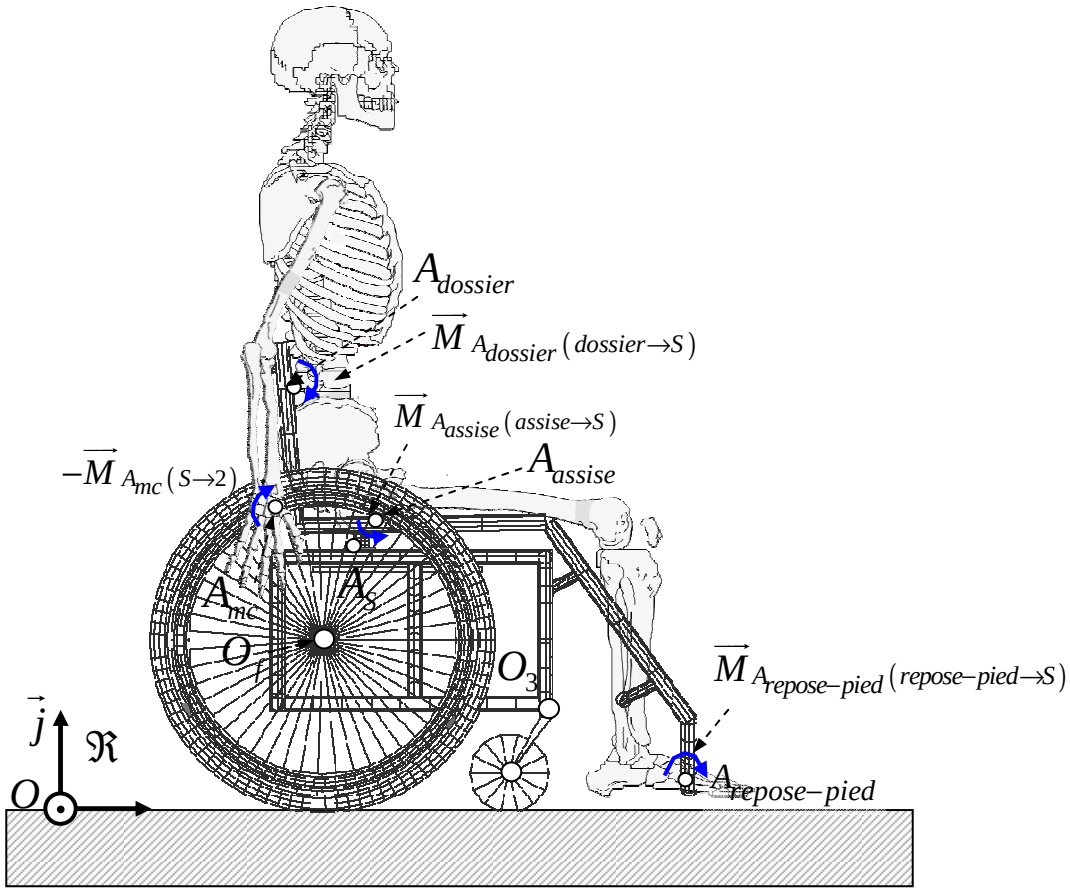


Figure 27 : Représentation 2D dans le plan sagittal des moments externes exercés sur le Sujet pendant la propulsion en FRM.

Cette expression, relativement exhaustive, peut cependant être simplifiée en rassemblant les trois derniers termes correspondant aux différents moments dus aux efforts appliqués par le siège sur le Sujet. En effet, le moment résultant en A_S des forces de réactions du dossier, de l'assise et des repose-pied ainsi que des moments locaux $\overrightarrow{M}_{A_{dossier}(dossier\to S)}$, $\overrightarrow{M}_{A_{assise}(assise\to S)}$ et $\overrightarrow{M}_{A_{repose-pied}(repose-pied\to S)}$ est égal à l'opposé du moment $\overrightarrow{M}_{A_S(S\to 4)}$ exercé par le Sujet sur le siège au point A_S :

$$\begin{aligned}-\overrightarrow{M}_{A_S(S\to 4)} = {} & \overrightarrow{A_S A}_{dossier} \wedge \vec{R}_{(dossier\to S)} + \overrightarrow{M}_{A_{dossier}(dossier\to S)} \\ & + \overrightarrow{A_S A}_{assise} \wedge \vec{R}_{(assise\to S)} + \overrightarrow{M}_{A_{assise}(assise\to S)} \\ & + \overrightarrow{A_S A}_{repose-pied} \wedge \vec{R}_{(repose-pied\to S)} + \overrightarrow{M}_{A_{repose-pied}(repose-pied\to S)}\end{aligned} \quad (44)$$

Ainsi, le bilan des moments externes appliqués au Sujet au point A_S s'écrit :

$$\sum \overrightarrow{M}_{A_S}\left(\overline{Sujet}\rightarrow Sujet\right)=\sum_{j=1}^{n_S}\left(\overrightarrow{A_SG_j}\wedge\vec{P}_{S\,j}\right)-\left[\left(\overrightarrow{A_SA_{mc}}\wedge\vec{F}_{(S\rightarrow 2)}\right)+\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\rightarrow 2)}+\overrightarrow{M}_{A_S(S\rightarrow 4)}\right] \quad (45)$$

Or, d'après le principe fondamental de la dynamique, la somme des moments externes au Sujet est égale au moment dynamique du Sujet, lequel correspond à la somme des variations des moments cinétiques des n_S segments du Sujet exprimés en un même point, comme le point A_S du siège par exemple.

$$\vec{\delta}_{A_S(S/\Re)}=\sum_{j=1}^{n_S}\left(J_j\,\dot{\vec{\Omega}}_{j/\Re}+\overrightarrow{A_SG_j}\wedge m_j\vec{\gamma}_{G_j/\Re}\right)$$

Où J_j est le tenseur d'inertie du segment j centré sur le centre de masse du segment et $\dot{\vec{\Omega}}_j$ et $\vec{\gamma}_{G_j/\Re}$ sont les accélérations angulaires et linéaires, respectivement, du segment j dans $\Re$.

Ainsi, l'expression (45) devient :

$$\sum_{j=1}^{n_S}\left(J_j\,\dot{\vec{\Omega}}_{j/\Re}+\overrightarrow{A_SG_j}\wedge m_j\vec{\gamma}_{G_j/\Re}\right)=\sum_{j=1}^{n_S}\left(\overrightarrow{A_SG_j}\wedge\vec{P}_{S\,j}\right)-\left[\left(\overrightarrow{A_SA_{mc}}\wedge\vec{F}_{(S\rightarrow 2)}\right)+\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\rightarrow 2)}+\overrightarrow{M}_{A_S(S\rightarrow 4)}\right] \quad (46)$$

Il est alors possible de faire ressortir le moment résultant des actions du Sujet sur le siège ($\overrightarrow{M}_S$) afin de montrer que la mesure de ce moment permet de rendre compte des efforts appliqués par le Sujet sur les mains courantes, mais aussi de ses mouvements sur le FRM.

$$\overrightarrow{M}_{A_S(S\rightarrow 4)}=\overrightarrow{A_SG}\wedge\vec{P}_S-\left[\left(\overrightarrow{A_SA_{mc}}\wedge\vec{F}_{(S\rightarrow 2)}\right)+\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\rightarrow 2)}\right]-\sum_{j=1}^{n_S}\left(J_j\,\dot{\vec{\Omega}}_{j/\Re}+\overrightarrow{A_SG_j}\wedge m_j\vec{\gamma}_{G_j/\Re}\right) \quad (47)$$

9.3. Le système {Sujet+FRM}

9.3.1. Les forces

Pour déterminer la résultante des forces externes au système {Sujet + FRM}, les forces externes au Sujet, d'une part, et au FRM, d'autre part, doivent être additionnées :

$$\sum \vec{F}\left(\overline{\{S+F\}}\rightarrow\{S+F\}\right)=\sum \vec{F}\left(\overline{Sujet}\rightarrow Sujet\right)+\sum \vec{F}\left(\overline{FRM}\rightarrow FRM\right) \qquad (48)$$

En développant cette expression à l'aide des équations (38) et (41), celle-ci devient :

$$\sum \vec{F}\left(\overline{\{S+F\}}\rightarrow\{S+F\}\right)=\left(\vec{P}_S-\vec{F}_{(S\rightarrow 2)}-\vec{F}_{(S\rightarrow 4)}\right)+\left(\vec{P}_{frm}+\vec{F}_{(S\rightarrow 2)}+\vec{F}_{(S\rightarrow 4)}+\vec{R}_{(sol\rightarrow 1)}+\vec{R}_{(sol\rightarrow 2)}\right)$$

Il apparaît ainsi clairement que cette expression peut être allégée des termes $\vec{F}_{(S\rightarrow 2)}$ et $\vec{F}_{(S\rightarrow 4)}$ puisqu'ils deviennent alors des forces interne au système {Sujet + FRM} :

$$\boxed{\sum \vec{F}\left(\overline{\{S+F\}}\rightarrow\{S+F\}\right)=\vec{P}_S+\vec{P}_{frm}+\vec{R}_{(sol\rightarrow 1)}+\vec{R}_{(sol\rightarrow 2)}} \qquad (49)$$

En appliquant le principe fondamental de la dynamique, cette expression est alors égale au produit de la masse totale du système {Sujet + FRM} par l'accélération du centre masse global de ce système ($\vec{\gamma}_{G/\Re}$) :

$$\boxed{\vec{P}_S+\vec{P}_{frm}+\vec{R}_{(sol\rightarrow 1)}+\vec{R}_{(sol\rightarrow 2)}=\left(m_s+m_f\right)\ \vec{\gamma}_{G/\Re}} \qquad (50)$$

Or, d'après la définition du centre de masse :

$$\left(m_s+m_f\right)\ \vec{\gamma}_{G/\Re}=m_s\vec{\gamma}_{G_s/\Re}+m_f\vec{\gamma}_{G_f/\Re}$$

L'expression (50) s'écrit alors :

$$\boxed{\vec{P}_S + \vec{P}_{frm} + \vec{R}_{(sol\to 1)} + \vec{R}_{(sol\to 2)} = m_s \vec{\gamma}_{G_s/\Re} + m_f \vec{\gamma}_{G_f/\Re}} \qquad (51)$$

9.3.2. Les moments

Comme pour les forces, la résultante des moments externes appliqués au système {Sujet + FRM} est la somme des moments externes appliqués sur le Sujet, d'une part, et sur le FRM, d'autre part. Cependant, les moments doivent être tous réduits au même point, par exemple à l'origine O_f du référentiel $\Re_f$:

$$\sum \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\overline{\{S+F\}\to\{S+F\}}\right) = \sum \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\overline{Sujet\to Sujet}\right) + \sum \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\overline{FRM\to FRM}\right) \qquad (52)$$

Ainsi :

$$\begin{aligned}\sum \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\overline{\{S+F\}\to\{S+F\}}\right) = {} & \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\vec{P}_S\right) + \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\vec{P}_{frm}\right) \\ & + \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\vec{R}_{(sol\to 1)}\right) + \overrightarrow{M}_{R1} + \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\vec{R}_{(sol\to 2)}\right) + \overrightarrow{M}_{R2} \\ & + \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\vec{F}_{(S\to 2)}\right) - \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\vec{F}_{(S\to 2)}\right) + \overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)} - \overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)} \\ & + \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\vec{F}_{(S\to 4)}\right) - \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\vec{F}_{(S\to 4)}\right) + \overrightarrow{M}_{A_S(S\to 4)} - \overrightarrow{M}_{A_S(S\to 4)}\end{aligned}$$

où il apparaît que les deux dernières lignes sont nulles. Cette expression s'écrit donc :

$$\boxed{\sum \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\overline{\{S+F\}\to\{S+F\}}\right) = \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\vec{P}_S\right) + \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\vec{P}_{frm}\right) + \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\vec{R}_{(sol\to 1)}\right) + \overrightarrow{M}_{O_f}\left(\vec{R}_{(sol\to 2)}\right) + \overrightarrow{M}_{R1} + \overrightarrow{M}_{R2}}$$

(53)

La résultante des moments externes au système {Sujet + FRM} se réduit finalement à la somme des moments créés par les poids du Sujet et du FRM, des moments créés par les forces de réaction appliquées par sol sur les roues avant et arrière

aux points I_1 et I_2, respectivement, et des moments de résistance au roulement et au pivotement des roues avant et arrière.

Or d'après le principe fondamental de la dynamique, l'expression (53) est égale au moment dynamique du système {Sujet + FRM}.

$$\boxed{\sum \overrightarrow{M}_{Ext_{O_f}}\{S+F\} = \vec{\delta}_{O_f}\{S+F\}} \tag{54}$$

Soit :

$$\vec{\delta}_{O_f}(\{S+F\}/\Re) = \sum_{i=1}^{7}\left(J_i \dot{\vec{\Omega}}_{i/\Re} + \overrightarrow{O_f G_i} \wedge m_i \vec{\gamma}_{Gi/\Re} \right) + \sum_{j=1}^{n_S}\left(J_j \dot{\vec{\Omega}}_{j/\Re} + \overrightarrow{O_f G_j} \wedge m_j \vec{\gamma}_{G_j/\Re} \right)$$

10. Cinétique

10.1. Généralités sur le solide

Le torseur cinétique $\{T_k\}$ d'un solide S_i comprend les grandeurs vectorielles correspondant aux quantités de mouvement en translation et en rotation du solide, c'est-à-dire la quantité de mouvement du centre de masse ($\vec{p}_{G_i}$) et le moment cinétique ($\vec{L}_i$). Réduit au centre de masse G_i du solide S_i, le torseur cinétique s'écrit :

$$\{T_k\}_{G_i}^{S_i/\Re} = \begin{Bmatrix} \vec{p}_{G_i} \\ \vec{L}_{G_i} = \vec{L}_i^{*} \end{Bmatrix}_{G_i}^{S_i/\Re} \tag{55}$$

Où :

- La quantité de mouvement résultante $\vec{p}_{G_i}$ du solide S_i est le produit de sa masse m_i par la vitesse linéaire de son centre de masse $\vec{v}_{G_i}$;

- Le moment cinétique $\vec{L}_{G_i}$ est le produit du tenseur d'inertie (J_i) du solide S_i, réduit au centre de masse G_i, par la vitesse angulaire $\vec{\Omega}_i$ du solide. Le moment cinétique réduit au centre de masse du solide est également nommé moment cinétique propre et noté $\vec{L}_i^*$.

Le torseur cinétique s'écrit alors :

$$\left\{T_k\right\}_{G_i}^{S_i/\Re} = \left\{ \begin{array}{c} m_i \ \vec{v}_{G_i} \\ J_i \ \vec{\Omega}_i \end{array} \right\}_{G_i}^{S_i/\Re} \tag{56}$$

Pour exprimer ce torseur en tout point P du solide S_i, le moment cinétique est réécrit à l'aide du premier théorème de Koenig selon la relation suivante :

$$\vec{L}_P = \vec{L}_i^* + \overrightarrow{PG_i} \wedge m_i \ \vec{v}_{G_i} \tag{57}$$

Ainsi, le torseur cinétique du solide S_i réduit au point P s'écrit :

$$\left\{T_k\right\}_{G_i}^{S_i/\Re} = \left\{ \begin{array}{c} m_i \ \vec{v}_{G_i} \\ J_i \ \vec{\Omega}_i + \overrightarrow{PG_i} \wedge m_i \ \vec{v}_{G_i} \end{array} \right\}_{G_i}^{S_i/\Re} \tag{58}$$

10.2. Le FRM

Le FRM étant composé de sept solides supposés indéformables, son torseur cinétique $\left\{\mathrm{T}_k\right\}_{FRM}$ est la somme des torseurs cinétiques des sept éléments qui le composent, réduits au même point et exprimés dans le même référentiel. Le torseur cinétique du FRM réduit au centre de masse G_f et exprimé dans $\Re$ s'écrit :

$$\left\{T_k\right\}_{G_f}^{FRM/\Re}=\left\{\begin{array}{c}\sum_{i=1}^{7}\vec{p}_{G_i}\\ \sum_{i=1}^{7}\left(\vec{L}_i^{*}+\overrightarrow{PG_i}\wedge m_i\vec{v}_{G_i}\right)\end{array}\right\}_{G_f}^{FRM/\Re} \quad (59)$$

Sachant que m_i est la masse et $\vec{v}_{G_i}$ est la vitesse du centre de masse G_i de chaque solide S_i du FRM, la résultante cinétique peut être développée comme suit :

$$\sum_{i=1}^{7}\vec{p}_{G_i}=\sum_{i=1}^{7}m_i\vec{v}_{G_i/\Re}$$

Soit, d'après la définition du centre masse appliquée au FRM :

$$\sum_{i=1}^{7}\vec{p}_{G_i}=m_f\ \vec{v}_{G_f/\Re} \quad (60)$$

En utilisant le premier théorème de Koenig pour exprimer les moments des sept solides au centre de masse global du FRM (G_f), le moment cinétique du FRM s'écrit :

$$\left(\sum_{i=1}^{7}\vec{L}_i\right)_{G_f/\Re}=\sum_{i=1}^{7}\left(\vec{L}_i^{*}+\overrightarrow{G_fG_i}\wedge m_i\ \vec{v}_{G_i/\Re}\right)_{\Re}$$

Soit :

$$\boxed{\left(\sum_{i=1}^{7}\vec{L}_i\right)_{G_f/\Re}=\sum_{i=1}^{7}\left(\vec{L}_i^{*}\right)_{\Re}+\sum_{i=1}^{7}\left(\overrightarrow{G_fG_i}\wedge m_i\ \vec{v}_{G_i/\Re}\right)_{\Re}} \quad (61)$$

Le torseur cinétique global du FRM, exprimé au centre de masse G_f du FRM, s'écrit alors :

$$\left\{T_k\right\}_{G_f}^{FRM/\Re}=\left\{\begin{array}{c}m_f\ \vec{v}_{G_f/\Re}\\ \sum_{i=1}^{7}\left(\vec{L}_i^{*}\right)_{\Re}+\sum_{i=1}^{7}\left(\overrightarrow{G_fG_i}\wedge m_i\ \vec{v}_{G_i/\Re}\right)_{\Re}\end{array}\right\}_{G_f}^{FRM/\Re} \quad (62)$$

A l'aide du premier théorème de Koenig, il est possible de réduire le torseur cinétique en tout point du FRM. Exprimé à l'origine O_f du référentiel $\Re_f$, par exemple, le torseur cinétique du FRM s'écrit finalement :

$$\left\{T_k\right\}_{O_f}^{FRM/\Re}=\left\{\begin{array}{c} m_f\ \vec{v}_{G_f/\Re} \\ \sum_{i=1}^{7}\left(\vec{L}_i^{*}\right)_{\Re}+\sum_{i=1}^{7}\left(\overrightarrow{G_fG_i}\wedge m_i\ \vec{v}_{G_i/\Re}\right)_{\Re}+\overrightarrow{O_fG_f}\wedge m_f\ \vec{v}_{G_f/\Re} \end{array}\right\}_{O_f}^{FRM/\Re} \quad (63)$$

10.3. Le Sujet

Comme le FRM, le Sujet est un système de solides dont le nombre n_s dépend du modèle anthropométrique choisi. Son torseur cinétique résultant et réduit au centre de masse global du Sujet G_s s'écrit donc :

$$\left\{T_k\right\}_{G_S}^{Sujet/\Re}=\left\{\begin{array}{c} \sum_{j=1}^{n_S}\vec{p}_{G_j} \\ \sum_{j=1}^{n_S}\left(\vec{L}_j^{*}\right)_{\Re}+\sum_{j=1}^{n_S}\left(\overrightarrow{G_SG_j}\wedge m_j\ \vec{v}_{G_j/\Re}\right)_{\Re} \end{array}\right\}_{G_S}^{Sujet/\Re} \quad (64)$$

Où la somme des quantités de mouvement est égale au produit de la masse totale du Sujet (m_s) et de la vitesse linéaire de son centre de masse global ($\vec{v}_{G_s/\Re}$) ; tandis que le moment cinétique total est la somme des moments cinétiques propres des n_s segments du Sujet et des moments cinétiques de translation des centres de masse des n_s segments. Par ailleurs, le moment cinétique propre de chaque segment j est le produit du tenseur d'inertie du segment réduit au centre de masse du segment (J_j) et de la vitesse de rotation $\vec{\Omega}_j$ du segment sur lui-même :

$$\left\{ \mathrm{T}_k \right\}_{G_S}^{Sujet/\Re} = \left\{ \begin{array}{c} m_s \vec{v}_{G_s/\Re} \\ \sum_{j=1}^{n_s} \left(J_j \vec{\Omega}_j \right)_{\Re} + \sum_{j=1}^{n_S} \left(\overrightarrow{G_S G_j} \wedge m_j \vec{v}_{G_j/\Re} \right)_{\Re} \end{array} \right\}_{G_S}^{Sujet/\Re} \quad (65)$$

Exprimé au point A_S sur le siège (cf. Figure 20, p. 97), le torseur cinétique du Sujet s'écrit :

$$\left\{ \mathrm{T}_k \right\}_{G_S}^{Sujet/\Re} = \left\{ \begin{array}{c} m_s \vec{v}_{G_s/\Re} \\ \sum_{j=1}^{n_s} \left(\vec{L}_j^* \right)_{\Re} + \sum_{j=1}^{n_S} \left(\overrightarrow{G_S G_j} \wedge m_j \vec{v}_{G_j/\Re} \right)_{\Re} + \overrightarrow{A_S G_s} \wedge \left(m_s \vec{v}_{G_s/\Re} \right) \end{array} \right\}_{G_S}^{Sujet/\Re} \quad (66)$$

10.4. Le système {Sujet + FRM}

Puisque le système {Sujet + FRM} est composé du Sujet, d'une part, et du FRM, d'autre part, son torseur cinétique résultant est la somme vectorielle de ceux du Sujet et du FRM. Ainsi, le torseur cinétique réduit au centre de masse G du système {Sujet + FRM} s'écrit :

$$\left\{ \mathrm{T}_k \right\}_{G}^{\{S+F\}/\Re} = \left\{ \begin{array}{c} \sum_{i=1}^{7} \vec{p}_i + \sum_{j=1}^{n_s} \vec{p}_j \\ \sum_{i=1}^{7} \left(\vec{L}_i^* \right)_{\Re} + \sum_{j=1}^{n_s} \left(\vec{L}_j^* \right)_{\Re} + \sum_{i=1}^{7} \left(\overrightarrow{GG_i} \wedge m_i \vec{v}_{G_i/\Re} \right)_{\Re} + \sum_{j=1}^{n_S} \left(\overrightarrow{GG_j} \wedge m_j \vec{v}_{G_j/\Re} \right)_{\Re} \end{array} \right\}_{G}^{\{S+F\}/\Re} \quad (67)$$

Or, d'après la définition du centre masse, la somme des quantités de mouvement du Sujet et du FRM est égale à la quantité de mouvement du centre de masse du système {Sujet + FRM}, définie par le produit de la masse totale du système {Sujet + FRM} et de la vitesse de son centre de masse ($\vec{v}_G$) :

$$\sum_{i=1}^{7} \vec{p}_{G_i} + \sum_{j=1}^{n_s} \vec{p}_{G_j} = m_f \vec{v}_{G_f/\Re} + m_s \vec{v}_{G_s/\Re} = (m_f + m_s) \vec{v}_{G/\Re} \quad (68)$$

En appliquant le premier théorème de Koenig pour transporter le moment cinétique du système {Sujet + FRM} à l'origine O_f du référentiel du FRM, celui-ci s'écrit :

$$\left(\sum_{i=1}^{7}\vec{L}_i+\sum_{j=1}^{n_S}\vec{L}_j\right)_{O_f/\Re}=\sum_{i=1}^{7}\left(\vec{L}_i^{*}\right)_{\Re}+\sum_{j=1}^{n_s}\left(\vec{L}_j^{*}\right)_{\Re}+\sum_{i=1}^{7}\left(\overrightarrow{GG_i}\wedge m_i\ \vec{v}_{G_i/\Re}\right)_{\Re}$$
$$+\sum_{j=1}^{n_S}\left(\overrightarrow{GG_j}\wedge m_j\ \vec{v}_{G_j/\Re}\right)_{\Re}+\left(m_s+m_f\right)\overrightarrow{O_fG}\wedge\vec{v}_{G/\Re} \quad (69)$$

Par ailleurs, il peut être intéressant de faire apparaître le moment cinétique total du Sujet au point A_S du siège. Dans ce cas, l'expression du moment cinétique total du système {Sujet + FRM} devient :

$$\left(\sum_{i=1}^{7}\vec{L}_i+\sum_{j=1}^{n_S}\vec{L}_j\right)_{O_f/\Re}=\left(\sum_{i=1}^{7}\vec{L}_i\right)_{O_f/\Re}+\left(\sum_{j=1}^{n_S}\vec{L}_j\right)_{A_S/\Re}+\overrightarrow{O_fA_S}\wedge m_S\vec{v}_{G_S/\Re} \quad (70)$$

11. Energétique

En mécanique, les grandeurs énergétiques sont l'énergie cinétique, le travail mécanique et la puissance mécanique. Ces grandeurs sont des scalaires, obtenus par les produits scalaires des différents torseurs décrits précédemment : torseurs cinématiques, torseurs dynamiques et torseurs cinétiques.

11.1. Le FRM

11.1.1. Energie cinétique

A l'instar du torseur cinétique, dont elle dépend, l'énergie cinétique totale du FRM est égale à la somme des énergies cinétiques des sept solides qui le composent, c'est-à-

dire à la demi-somme des comoments des torseurs cinétiques et cinématiques des sept solides, réduits à leurs centres de masse respectifs G_i :

$$E_{c\ FRM} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{7} \left(\left\{ \mathrm{T}_k \right\}_i \otimes \left\{ \mathrm{T}_c \right\}_i \right) \tag{71}$$

Le développement littéral de cette expression donne :

$$E_{c\ \{FRM\}} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{7} \left(\vec{p}_i \cdot \vec{v}_{G_i/\Re} + \vec{L}_i^{*} \cdot \vec{\Omega}_i \right)_{\Re} \tag{72}$$

Soit :

$$E_{c\ \{FRM\}} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{7} \left(m_i \ \vec{v}_{G_i/\Re}^{\ 2} \right) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{7} \left(\vec{\Omega}_{\Re_i/\Re_f^{*}} \cdot J_i \ \ \vec{\Omega}_{\Re_i/\Re_f^{*}} \right)_{\Re} \tag{73}$$

Où le premier terme de cette expression représente la composante de translation de l'énergie cinétique du FRM ($E_{cT\ FRM}$) tandis que le second représente la composante de rotation ($E_{cR\ FRM}$) :

$$E_{cT\ \{FRM\}} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{7} \left(m_i \ \vec{v}_{G_i/\Re}^{\ 2} \right) \tag{74}$$

$$E_{cR\ \{FRM\}} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{7} \left(\vec{\Omega}_{\Re_i/\Re_f^{*}} \cdot J_i \ \vec{\Omega}_{\Re_i/\Re_f^{*}} \right)_{\Re} \tag{75}$$

Cette décomposition est intéressante car elle permet d'isoler l'énergie cinétique de rotation et de quantifier, notamment, la contribution de l'énergie cinétique de rotation des roues et celle de l'énergie cinétique de translation du FRM à l'énergie cinétique totale du FRM.

En faisant intervenir le second théorème de Koenig, la composante de translation de l'énergie cinétique du FRM peut être exprimée en fonction de la vitesse du centre de

masse global du FRM dans $\Re$ ($\vec{v}_{G_f/\Re}$) et des vitesses linéaires relatives des centres de masse des sept éléments du FRM dans le référentiel barycentrique $\Re_f^*$:

$$E_c\{FRM\} = \frac{1}{2} m_f \vec{v}_{G_f/\Re}^{\,2} + \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{7}\left(m_i \vec{v}_{G_i/\Re_f^*}^{\,2}\right) + \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{7}\left(\vec{\Omega}_{\Re_i/\Re_f^*} \cdot J_i \ \vec{\Omega}_{\Re_i/\Re_f^*}\right)_{\Re} \quad (76)$$

Or, dans $\Re_f$, les centres de masse des roulettes et des fourchettes avant peuvent avoir une vitesse de translation non-nulle. Aussi, la vitesse du centre de masse du FRM varie dans $\Re_f$ chaque fois que ces éléments bougent par rapport au FRM, comme c'est le cas lors de l'amorce d'un virage par exemple. Par conséquent, la vitesse de G_f dans $\Re$ ne peut pas être calculée directement à partir du torseur cinématique du système {châssis + siège}, comme c'est le cas pour n'importe quel point fixe du FRM. De plus, si la vitesse de G_f dans $\Re_f$ n'est pas nulle, alors aucune des vitesses des sept éléments n'est nulle dans le référentiel barycentrique $\Re_f^*$. Dans le cas contraire, autrement dit si les vitesses des centres de masse des sept éléments qui composent le FRM sont nulles dans $\Re_f$, comme c'est le cas lorsque la trajectoire est uniforme (ligne droite, courbe uniforme), alors la décomposition donnée par l'expression (76) peut s'avérer très utile puisque le seconde terme de cette expression est nul.

11.1.2. Puissance cinétique

En appliquant le théorème de l'énergie cinétique, le travail mécanique élémentaire du FRM ($\delta W\{FRM\}$) est égal à la variation de son énergie cinétique au cours du temps :

$$\delta W\{FRM\} = dE_{c\,FRM} \quad (77)$$

Ce travail correspond à la somme des travaux mécanique des efforts extérieurs au FRM et du travail interne. Par suite, la puissance cinétique du FRM ($P_{cin}\{FRM\}$) est obtenue en dérivant l'énergie cinétique totale du FRM par rapport au temps :

$$P_{cin}\{FRM\}=\frac{\delta W\{FRM\}}{dt}=\frac{dE_{c\,FRM}}{dt} \tag{78}$$

11.1.3. Puissance mécanique externe

La puissance mécanique externe du FRM ($P_{Ext}\{FRM\}$), résultant des efforts externes appliqué au FRM peut quant-à elle être calculée par la somme des comoments des torseurs dynamiques et cinématiques des sept solides composant le FRM :

$$P_{Ext}\{FRM\}=\sum_{i=1}^{7}\left\{\mathrm{T}_d\right\}_i\otimes\left\{\mathrm{T}_c\right\}_i \tag{79}$$

Soit :

$$P_{Ext}\{FRM\}=\sum_{i=1}^{7}\left(\vec{F}_{Ext_i}\cdot\vec{v}_{G_i}\right)+\sum_{i=1}^{7}\left(\vec{M}_{Ext_i}\cdot\vec{\Omega}_{\Re_i/\Re}\right) \tag{80}$$

Or, puisque toutes les forces sont transmises au châssis, le premier terme de cette expression est égal au produit scalaire de la résultante des forces externes au FRM (cf. équation (38)) par la vitesse du centre de masse du FRM :

$$P_{Ext}\{FRM\}=\sum\vec{F}\left(\overline{FRM\rightarrow FRM}\right)\cdot\vec{v}_{G_f}+\sum_{i=1}^{7}\left(\vec{M}_{Ext_i}\cdot\vec{\Omega}_{\Re_i/\Re}\right) \tag{81}$$

11.2. Le Sujet :

11.2.1. Energie cinétique

Comme pour le FRM, l'énergie cinétique totale du Sujet est la somme des énergies cinétiques de tous ses segments, c'est-à-dire la demi-somme des n_s comoments des torseurs cinétiques et cinématiques des segments du Sujet :

$$E_c\ \{Sujet\} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{n_s} \left(\left\{ \mathrm{T}_k \right\}_j \otimes \left\{ \mathrm{T}_c \right\}_j \right) \tag{82}$$

Cette expression s'écrit sous la forme scalaire suivante :

$$E_c\ \{Sujet\} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{n_s} m_j\ \vec{v}^{\,2}_{G_j/\Re} + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{n_s} \vec{\Omega}_{\Re_j/\Re_f^*} \cdot \left(J_j\ \vec{\Omega}_{\Re_j/\Re_f^*} \right) \tag{83}$$

où le premier terme représente l'énergie cinétique de translation du Sujet ($E_{cT}\ \{Sujet\}$), tandis que le second représente son énergie cinétique de rotation ($E_{cR}\ \{Sujet\}$) :

$$E_{cT}\ \{Sujet\} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{n_s} m_j\ \vec{v}^{\,2}_{G_j/\Re} \tag{84}$$

$$E_{cR}\ \{Sujet\} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{n_s} \vec{\Omega}_{\Re_j/\Re_f^*} \cdot J_j\ \vec{\Omega}_{\Re_j/\Re_f^*} \tag{85}$$

En développant la composante de translation à l'aide du second théorème de Koenig, l'énergie cinétique totale du Sujet est alors égale à la somme de l'énergie cinétique de son centre de masse global, des énergies cinétiques de translation des centres de masse segmentaires du Sujet dans son référentiel barycentrique ($\Re_s^*$) et des énergies cinétiques de rotation des segments sur eux-mêmes :

$$E_c\ \{Sujet\} = \frac{1}{2}\ m_s\ \vec{v}^{\,2}_{G_s/\Re} + \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{n_S}\left(\ m_j\ \vec{v}^{\,2}_{G_j/\Re^*_S}\ \right) + \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{n_S}\vec{\Omega}_{\Re_j/\Re^*_f}\cdot J_j\ \vec{\Omega}_{\Re_j/\Re^*_f} \qquad (86)$$

où le premier terme représente l'énergie cinétique du centre de masse du Sujet (E_{cExt}), tandis que la somme des deux suivants représente son énergie cinétique de « gesticulation » (E_{cGes}), c'est-à-dire l'énergie cinétique due aux mouvements des segments dans le référentiel barycentrique :

$$E_{cExt}\ \{Sujet\} = \frac{1}{2}\ m_s\ \vec{v}^{\,2}_{G_s/\Re} \qquad (87)$$

$$E_{cGes}\ \{Sujet\} = \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{n_S}\left(\ m_j\ \vec{v}^{\,2}_{G_j/\Re^*_S}\ \right) + \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{n_S}\vec{\Omega}_{\Re_j/\Re^*_f}\cdot J_j\ \vec{\Omega}_{\Re_j/\Re^*_f} \qquad (88)$$

11.2.2. Puissance cinétique

En appliquant le théorème de l'énergie cinétique, le travail mécanique élémentaire du Sujet ($\delta W\ \{Sujet\}$), résultats des travaux interne et externes au Sujet, est égal à la variation de son énergie cinétique totale au cours du temps :

$$\delta W\ \{Sujet\} = dE_{c\ Sujet} \qquad (89)$$

Par suite, la puissance cinétique du Sujet ($P_{cin}\ \{Sujet\}$) est calculée en dérivant son énergie cinétique totale par rapport au temps :

$$P_{cin}\ \{Sujet\} = \frac{\delta W\ \{Sujet\}}{dt} = \frac{dE_{c\ Sujet}}{dt} \qquad (90)$$

11.2.3. Puissance mécanique externe

La puissance mécanique externe au Sujet ($P_{Ext}\{Sujet\}$), résultant des actions extérieures au Sujet est calculée par la somme des n_s comoments des torseurs dynamiques et cinématiques des segments du Sujet :

$$P_{Ext}\{Sujet\} = \sum_{j=1}^{n_S} \left\{ \mathrm{T}_d \right\}_j \otimes \left\{ \mathrm{T}_c \right\}_j \tag{91}$$

Soit :

$$P_{Ext}\{Sujet\} = \sum_{j=1}^{n_S} \left(\vec{F}_{Ext\,j} \cdot \vec{v}_{G_j/\Re} \right) + \sum_{j=1}^{n_S} \left(\vec{M}_{Ext\,j} \cdot \vec{\Omega}_{R_j/R} \right) \tag{92}$$

Dans le cas de solides rigides et indéformables, dont les liaisons mécaniques sont supposées parfaites, toutes les composantes des forces sont transmises d'un solide à l'autre : la première partie de l'expression précédente est alors égale au produit scalaire de la résultante des forces externes au Sujet et de la vitesse de son centre de masse ($\vec{v}_{G_S}$).

$$P_{Ext}\{Sujet\} = \sum \vec{F}\left(\overline{Sujet} \rightarrow Sujet\right) \cdot \vec{v}_{G_S/\Re} + \sum_{j=1}^{n_S} \left(\vec{M}_{Ext\,j} \cdot \vec{\Omega}_{R_j/R} \right) \tag{93}$$

11.3. Le système {Sujet + FRM}

11.3.1. Energie cinétique

L'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} ($E_c\{S+F\}$) est la somme des énergies cinétiques de tous les éléments du système, c'est-à-dire la somme des énergies cinétiques totales du Sujet et du FRM :

$$E_{c\ \{S+F\}} = E_{c\ \{Sujet\}} + E_{c\ \{FRM\}} \tag{94}$$

11.3.2. Puissance cinétique

A partir du théorème de l'énergie cinétique, le travail mécanique élémentaire du système {Sujet + FRM} ($\delta W_{\{S+F\}}$), correspondant à la somme des travaux internes et externes au système, est égal à la variation de son énergie cinétique totale :

$$\delta W_{\{S+F\}} = dE_{c\ \{S+F\}} \tag{95}$$

Soit :

$$\delta W_{\{S+F\}} = dE_{c\ Sujet} + dE_{c\ FRM} \tag{96}$$

Par suite, la puissance cinétique du système {Sujet + FRM} ($P_{cin\ \{S+F\}}$) est obtenue en dérivant l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} par rapport au temps :

$$P_{cin\ \{S+F\}} = \frac{\delta W_{\{S+F\}}}{dt} = \frac{dE_{c\ \{S+F\}}}{dt} = \frac{dE_{c\ Sujet}}{dt} + \frac{dE_{c\ FRM}}{dt} \tag{97}$$

Soit :

$$P_{cin\ \{S+F\}} = P_{cin\ \{Sujet\}} + P_{cin\ \{FRM\}} \tag{98}$$

11.3.3. Puissance mécanique interne

En mécanique des systèmes de solides, la puissance cinétique ($P_{cin\ \{S+F\}}$) est la somme de la puissance mécanique externe ($P_{Ext\ \{S+F\}}$), relative aux efforts extérieurs au système, et de la puissance mécanique interne ($P_{Int\ \{S+F\}}$). Dans le cas du système {Sujet + FRM}, la puissance mécanique interne est la résultante de la puissance développée

par le Sujet et de la puissance dissipée dans les laisons mécaniques. Dans la présente étude, étant donné que les liaisons mécaniques ont toutes été supposées parfaites, la puissance dissipée par ces liaisons mécaniques est par conséquent nulle. Aussi, la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} représente la puissance mécanique produite par le Sujet.

$$P_{cin}\{S+F\} = P_{Ext}\{S+F\} + P_{Int}\{S+F\}$$

Par conséquent la puissance interne du système {Sujet + FRM} est la différence entre la puissance cinétique et la puissance des efforts externes.

$$P_{Int}\{S+F\} = P_{cin}\{S+F\} - P_{Ext}\{S+F\}$$

Où la puissance cinétique correspond à la dérivée de l'énergie cinétique du système {Sujet + FRM} (cf. eq. (97) et (98), p. 132). Au niveau de la puissance mécanique externe, il est nécessaire d'identifier les efforts qui travaillent. Ainsi, dans l'expression (49) correspondant au bilan des forces externes au système {Sujet + FRM} (cf. p. 118) les seules forces qui travaillent sont le poids du Sujet et celui du FRM puisque le travail des forces de réaction du sol est nul dans le cas d'un roulement sans glissement. Par ailleurs, dans l'expression (53) (p. 119) relative au bilan des moments externes au système {Sujet + FRM}, seuls les moments de résistance au roulement et au pivotement travaillent. La puissance mécanique externe du système {Sujet + FRM} s'écrit alors :

$$P_{Ext}\{S+F\} = P(\vec{P}_{frm}) + P(\vec{P}_S) + P(\vec{M}_{R1}) + P(\vec{M}_{R2})$$

Finallement, la puissance mécanique interne du système est égale à :

$$P_{Int}\{S+F\} = \frac{d}{dt}\left(E_c\{S+F\}\right) - P(\vec{P}_{frm}) - P(\vec{P}_S) - P(\vec{M}_{R1}) - P(\vec{M}_{R2}) \qquad (99)$$

Résumé du Chapitre II

Le modèle mécanique présenté dans ce chapitre décrit successivement les paramètres cinématiques, dynamiques puis cinétiques et énergétiques de la locomotion en FRM. La puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} ($P_{Int}\{S+F\}$) est explicitée à partir du théorème des puissances :

$$P_{Int}\{S+F\} = P_{cin}\{S+F\} - P_{Ext}\{S+F\}$$

Cette relation exprime la puissance mécanique interne ($P_{Int}\{S+F\}$), produite par l'utilisateur, comme la différence entre la puissance cinétique ($P_{cin}\{S+F\}$), liée aux variations de l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM}, et la somme des puissances des efforts externes au système {Sujet + FRM} ($P_{Ext}\{S+F\}$), qui se résume, dans le cas d'un roulement sans glissement, à la somme des puissances des poids du Sujet et du FRM et des résistances au roulement et au pivotement.

Le tableau suivant résume les paramètres nécessaires à l'estimation de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} :

Puissance	Paramètres mécaniques
$P_{cin}\{S+F\}$	• Torseurs cinématiques des 7 éléments du FRM et des n_S segments du Sujet • Masses, centres de masse et tenseurs d'inerties des 7 éléments du FRM et des n_S segments du Sujet
$P(\vec{P}_{frm})$	• Poids du FRM • Vitesse du centre de masse du FRM
$P(\vec{P}_S)$	• Poids du Sujet • Vitesse du centre de masse du Sujet
$P(\overline{M}_{R1})$	• Moments de résistance au roulement et au pivotement des roulettes avant • Torseurs cinématiques des roulettes avant
$P(\overline{M}_{R2})$	• Moments de résistance au roulement et au pivotement des roues arrière • Torseurs cinématiques des roues arrière

Tableau 5 : Récapitulatif des paramètres nécéssaires à l'estimation de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}

CHAPITRE III :
MATERIELS ET METHODES

1. Matériels

Pour estimer les paramètres énergétiques de la locomotion en FRM sur le terrain, il était nécessaire de mesurer les efforts appliqués sur le système {Sujet + FRM} ainsi que les mouvements du Sujet et du FRM au cours d'un déplacement en situation réelle. Pour cela, il a été choisi d'utiliser un fauteuil roulant instrumenté (FRET-1) qui permettait d'accéder à la fois aux efforts appliqués par le Sujet sur le FRM et à la cinématique du FRM. L'application du modèle mécanique décrit au chapitre précédent devait permettre d'évaluer le travail et la puissance interne au FRM à partir des données de cet instrument.

Cependant, comme ce dernier ne permettait pas de mesurer la cinématique du Sujet sur le FRM, il a été choisi d'utiliser simultanément un système d'analyse cinématique optoélectronique (Motion Analysis) pour mesurer les mouvements des segments du Sujet sur le FRM pendant au moins un cycle complet de propulsion sur le terrain.

1.1. Le Fauteuil Roulant Ergomètre de Terrain (FRET-1)

Le Fauteuil Roulant Ergomètre de Terrain (FRET-1) a été développé au L.I.M.O.S. (Dabonneville *et al.*, 2005 [82, 83, 84, 85]) et la description et la validation expérimentale de cet instrument a été réalisée par Nicolas de Saint Rémy (2005) [96]. Le FRET-1 est équipé de deux roues dynamométriques et d'un dynamomètre fixé sous le siège

permettant de mesurer tous les efforts appliqués par le Sujet sur le FRM, et de plusieurs capteurs de mouvement (accéléromètre 3D, capteurs potentiométriques de position angulaire) permettant de calculer les paramètres cinématiques du FRET-1. Les données mesurées par ces capteurs sont transmises par wifi à un ordinateur distant, laissant les mouvements du FRET-1 indépendants du système d'acquisition.

1.1.1. Dimensions et caractéristiques générales du FRET-1

Le FRET-1 a été construit à partir d'un FRM standard du commerce (modèle « Action Echo », Scandinavian Mobility, Danemark), et dont la masse à vide, donnée par le constructeur, était de 14,5 kg. Une fois équipé de l'ensemble des capteurs et du système d'acquisition et de transmission sans fil, la masse du FRET-1 était de 39,1 kg.

Les angles de carrossage et de pincement des roues arrière étaient nuls, ce qui signifie que les référentiels des roues arrière ($\Re_{2G}$ et $\Re_{2D}$) ne pouvaient tourner qu'autour de l'axe transversal du référentiel du FRM ($\Re_f$). Ainsi, les axes z_{2G}, z_{2D} et z_f étaient confondus et leurs vecteurs unitaires étaient égaux : $\vec{k}_{2G} = \vec{k}_{2D} = \vec{k}_f$.

La mise en place des capteurs potentiométriques de position angulaire a nécessité un écartement supplémentaire des roues arrière portant la distance entre les roues arrière (ou la voie arrière : u_2) à 0,60 m. La largeur entre les plans parallèles des mains courantes était quant à elle de 0,72 m (Figure 28).

Les rayons des roulettes avant (r_1) et des roues arrière (r_2) étaient de 0,07 m et de 0,30 m, respectivement, tandis que celui des mains courantes (r_{mc}) était de 0,25 m. Dans sa configuration de référence (Figure 29), la distance antéropostérieure entre les points de contact des roues arrière et des roulettes avant, généralement nommée empattement

ou parfois distance fonctionnelle (Bernard, 1994 [17]), était de 0,33 m. La distance horizontale liée à la châsse des fourchettes avant était quant à elle de 0,065 m.

La masse du FRET-1 ainsi que l'écartement des roues arrière étaient largement supérieurs à ceux d'un FRM standard, rendant la propulsion et la direction plus difficiles. Aussi, une interprétation clinique des résultats en termes de vitesse maximale de propulsion pour différentes populations, par exemple, peut s'avérer délicate. Cependant, ces caractéristiques n'avaient aucune incidence sur le modèle développé ni sur les résultats obtenus dans le présent travail.

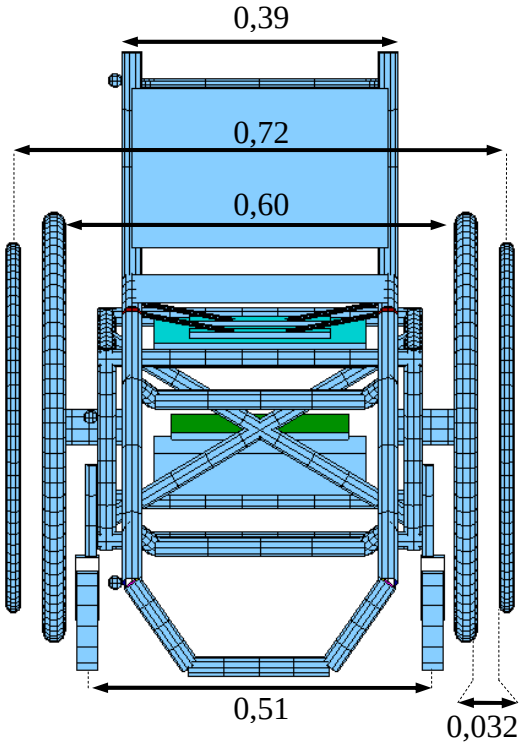


Figure 28 : Principales dimensions du FRET-1 vu de face. (en mètres)

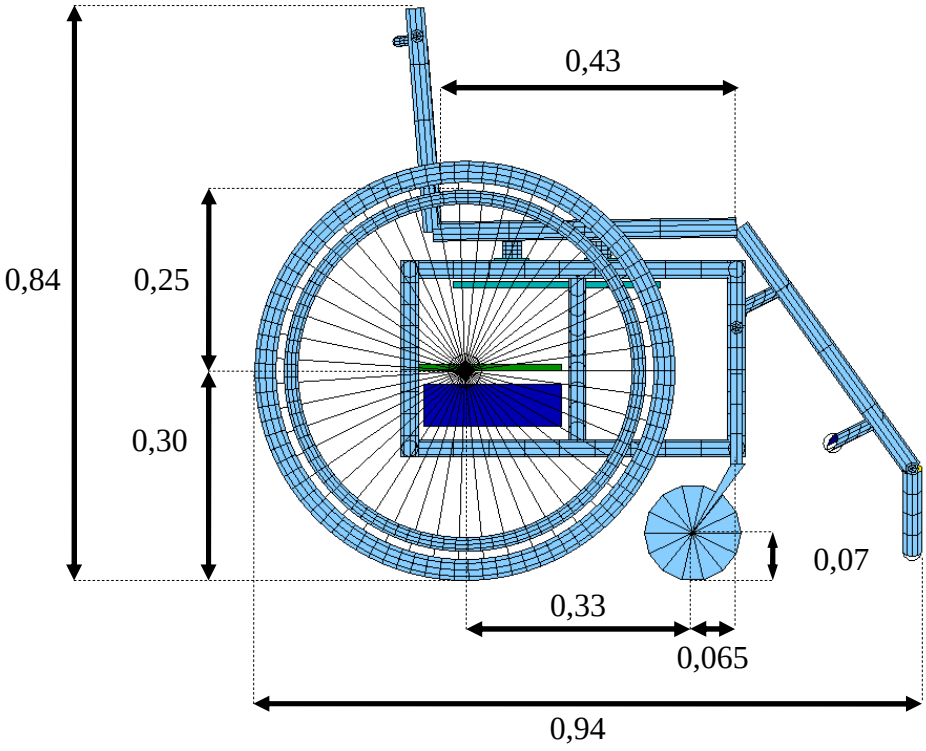


Figure 29 : Principales dimensions du FRET-1 vu de profil. (en mètres)

1.1.2. Mesures des efforts appliqués par le Sujet sur le FRET-1

Le FRET-1 était équipé de trois dynamomètres à six composantes (TSR, Bordeaux, France) : deux roues dynamométriques et un dynamomètre fixé sous le siège. Leur principe de fonctionnement et leur étalonnage a été décrit précisément par Yves Couétard [71, 72] dans une thèse de doctorat et pour le dépôt d'un Brevet.

1.1.2.1. Le dynamomètre du siège

1.1.2.1.1. Fonctionnement

Le dynamomètre du siège est constitué de deux plaques rigides dont la plaque inférieure constitue le socle et est fixée sur le châssis du FRET-1, tandis que la plaque supérieure constitue le plateau sur lequel les efforts sont exercés. Les deux plaques sont reliées entre elles, de manière supposée ponctuelle, par trois capteurs de forces bidirectionnels qui mesurent les déformations dont la direction et le sens sont définis par les vecteurs unitaires $\vec{u}_1, \vec{u}_2, \vec{u}_3, \vec{u}_4, \vec{u}_5, \vec{u}_6$. Lorsque qu'une force extérieure $\vec{F}_i$ est appliquée sur un capteur de raideur k_i connue (exprimée en N/V/V) dans la direction du vecteur unitaire $\vec{u}_i$ du capteur, elle peut être calculée à partir de la déformation d_i (exprimée en V/V) mesurée par le capteur à l'aide de la loi de Hooke :

$$\vec{F}_i = k_i d_i \vec{u}_i$$

Dans le cas où une force est appliquée sur le plateau d'effort, elle crée un moment sur les six capteurs qui dépend de la position de chaque capteur par rapport au point d'application de la force sur le plateau et de l'orientation du vecteur unitaire de ce capteur. La méthode d'étalonnage permet de déterminer les 36 coefficients de la matrice 6×6 de sensibilité du dynamomètre $[S]$ (Yves Couétard, 1993 et 2000 [71, 72]). Le

torseur $\{T_d\}_O$, réduit à l'origine O du dynamomètre, est alors calculé en multipliant la matrice de sensibilité et les déformations d_i mesurées par les six capteurs :

$$\{T_d\}_O = [S] \cdot [d_i]$$

Ainsi, les six forces mesurées par les trois capteurs bidirectionnels du dynamomètre du siège permettent de calculer les six composantes du torseur des efforts appliqués sur le dynamomètre par l'intermédiaire du siège, et réduit à l'origine O_S du dynamomètre, choisi lors de l'étalonnage.

Une structure rigide composant l'assise, le dossier et le repose-pied est fixée sur le plateau supérieur du dynamomètre, de manière à ce que tous les efforts appliqués par le Sujet sur le siège soient transmis au châssis uniquement par l'intermédiaire du dynamomètre. Ainsi, le dynamomètre du siège mesure en réalité la somme des efforts appliqués par son plateau supérieur, par le siège et par le Sujet sur le châssis. Dans le cas simplifié d'un déplacement sur un plan, l'influence des poids du plateau supérieur du dynamomètre et du siège peut être facilement supprimée en retranchant aux signaux expérimentaux les valeurs des signaux mesurés en statique par les six capteurs lorsque le Sujet n'est pas sur le FRET-1. L'influence de la dynamique de ces deux éléments sur les mesures est alors limitée aux accélérations des centres de masse de ces deux éléments. Dans le présent travail, cette influence à été négligée en raison des accélérations supposées du FRET-1 au cours de la locomotion étudiée.[19]

[19] Considérant les accélérations du centre de masse du FRET-1 mesurées par N. de Saint Rémy (2005) comprises entre -1 et 2 m.s^{-2} et les inerties du FRET-1 (voir modèle à l'annexe 5) les erreurs maximales faites sur le torseur sont estimées à 23 N pour $F_{x(S\to4)}$ et à 0,5 Nm pour $M_{zO_f(S\to4)}$ pour un déplacement rectiligne sur le plat.

Par ailleurs, du fait des réglages des roues arrière et des roulettes avant par rapport au châssis utilisés lors de la présente expérimentation, le dynamomètre n'est pas fixé parfaitement à l'horizontale et possède une légère inclinaison autour de l'axe z_f évaluée à 1,8° (0,032 rad) par N. de Saint Rémy, 2005) [96].

1.1.2.1.2. Paramètres mesurés

Les signaux mesurés par les six capteurs permettent de calculer les six composantes du torseur des efforts appliqué par le Sujet sur le siège ($\vec{F}_{(S\to4)}$ et $\overrightarrow{M}_{A_S(S\to4)}$) ainsi que ceux liés à la dynamique du siège et du plateau supérieur du dynamomètre, réduits à l'origine O_S du dynamomètre, dont la position dans $\Re_f$ est connue (cf. Annexe 4, p. 352) et dans base du référentiel du dynamomètre $\Re_S$.

$$\left\{T_d\right\}_{O_S/\Re_S}^{(S\to4)}=\left\{\begin{array}{l}\vec{F}_{(S\to4)}+\vec{P}_{siège}+\vec{P}_{Psup}+m_{siège}\vec{\gamma}_{G_{siège}/\Re}+m_{Psup}\vec{\gamma}_{G_{Psup}/\Re}\\ \overrightarrow{M}_{O_S(S\to4)}+\overrightarrow{M}_{O_S}\left(\vec{P}_{siège}+\vec{P}_{Psup}\right)+\vec{\delta}_{O_S\ \{siège\}}+\vec{\delta}_{O_S\ \{Psup\}}\end{array}\right\}_{O_S/\Re_S}$$

Où $m_{siège}$ et m_{Psup} représente les masse du siège et du plateau supérieur du dynamomètre du siège, respectivement ; $\vec{\gamma}_{G_{siège}/\Re}$ et $\vec{\gamma}_{G_{Psup}/\Re}$ sont les accélérations linéaires de leur centre de masse respectif et $\vec{\delta}_{O_f\ \{siège\}}$ et $\vec{\delta}_{O_f\ \{Psup\}}$ sont leurs moments dynamiques dans $\Re_S$ exprimé en O_S.

Compte-tenu des éléments négligés et du traitement appliqué sur les signaux pour supprimer l'influence du poids du siège et du plateau supérieur du dynamomètre (cf. paragraphe précédent), le torseur mesuré par le dynamomètre du siège revient à :

$$\left\{T_d\right\}_{O_S/\Re_S}^{(S\to4)}=\left\{\begin{array}{c}\vec{F}_{(S\to4)}\\ \overrightarrow{M}_{O_S(S\to4)}\end{array}\right\}_{O_S/\Re_S}$$

En connaissant l'angle formé par la plate-forme dans $\Re_f$, il est possible d'écrire la matrice de passage $R_{\Re_S}^{\Re_f}$ de la base de $\Re_S$ à celle de $\Re_f$ (cf. Annexe 4, p. 352) et d'exprimer dans $\Re_f$ les six composantes du torseur dont le moment est réduit en O_S :

$$\left(\overrightarrow{F}_{(S\to 4)}\right)_{\Re_f} = R_{\Re_S}^{\Re_f} \left(\overrightarrow{F}_{(S\to 4)}\right)_{\Re_S} \quad (100)$$

$$\left(\overrightarrow{M}_{A_S(S\to 4)}\right)_{O_S/\Re_f} = R_{\Re_S}^{\Re_f} \left(\overrightarrow{M}_{A_S(S\to 4)}\right)_{O_S/\Re_S} \quad (101)$$

1.1.2.2. Les roues dynamométriques

1.1.2.2.1. Fonctionnement

Chaque roue dynamométrique peut être assimilée à une plate-forme de forces dont le socle est la jante de la roue et le plateau est constitué par la main courante fixé sur un anneau rigide. La liaison entre l'anneau et la jante est considérée ponctuelle et est assurée par trois capteurs de forces bidirectionnels. Son fonctionnement est similaire à celui du dynamomètre du siège : les six forces mesurées par les trois capteurs bidirectionnels de chaque roue dynamométrique permettent de calculer les six composantes du torseur des efforts appliqués sur la main courante, réduit à l'origine du dynamomètre, choisi lors de l'étalonnage et situé au centre de la roue, soit O_{2G} pour la roue arrière gauche et O_{2D} pour la roue arrière droite.

Lors de la propulsion, les efforts appliqués sur la roue dynamométrique sont le poids total de la main courante et de l'anneau et le torseur des efforts appliqués par le Sujet sur la main courante. Or, dans le cas d'une roue dynamométrique, la main courante et l'anneau tournent avec la roue, ce qui fait varier la répartition de leur poids

sur les six capteurs. Les valeurs des signaux produits par le poids total de l'anneau et de la main courante doivent donc être soustraites des valeurs mesurées pendant l'expérimentation. Pour réaliser l'opération de mise à zéro des signaux des capteurs de la roue dynamométrique lorsque celle-ci tourne sans aucun effort appliqué sur la main courante, un algorithme basé sur un polynôme de Fourier d'ordre 10 (21 coefficients) a été utilisé [85] afin d'approximer le signal de chacun des six capteurs en fonction de l'orientation du dynamomètre. Les valeurs obtenues par cet algorithme sont alors retranchées de celles mesurées par les six capteurs afin de ne conserver que les signaux dus aux actions du Sujet sur la main courante. Les signaux corrigés sont ensuite utilisés pour calculer les six composantes du torseur des efforts appliqués par le Sujet sur la main courante. Il est important de noter que cet algorithme ne fonctionne que dans le cas d'un déplacement sur un sol plan dont l'inclinaison dans le référentiel terrestre est connue. En outre, l'algorithme de correction du signal de chaque capteur est propre à un angle de carrossage, qui était nul dans cette étude.

1.1.2.2.2. Paramètres mesurés

Les roues dynamométriques permettent de calculer le torseur des efforts appliqués par le Sujet sur les mains courantes, réduit au point O_{2G} pour la roue arrière gauche et au point et au point O_{2D} pour la roue arrière droite, dont les coordonnées sont données à l'Annexe 4 (cf. p. 352).

Le torseur appliqué par le Sujet au point A_{mcG} de la main courante gauche est composé d'une résultante $\vec{F}_{(S\to 2G)}$ et d'un moment local $\vec{M}_{A_{mcG}(S\to 2G)}$. Le torseur des efforts mesurés par la roue gauche, au point O_{2G} et dans le repère de la roue gauche, s'écrit :

$$\left\{T_d\right\}_{O_{2G}}^{(S\to 2G)} = \left\{ \begin{array}{c} \vec{F}_{(S\to 2G)} \\ \overrightarrow{O_{2G}A_{mcG}} \wedge \vec{F}_{(S\to 2G)} + \vec{M}_{A_{mcG}(S\to 2G)} \end{array} \right\}_{O_{2G}}^{(S\to 2G)}$$

De la même façon, le torseur appliqué par le Sujet au point A_{mcD} de la main courante droite est composé d'une résultante $\vec{F}_{(S\to 2D)}$ et d'un moment local $\vec{M}_{A_{mcD}(S\to 2D)}$. Le torseur des efforts mesurés par la roue droite, au point O_{2D} et dans le répère de la roue droite, s'écrit :

$$\left\{T_d\right\}_{O_{2D}}^{(S\to 2D)} = \left\{ \begin{array}{c} \vec{F}_{(S\to 2G)} \\ \overrightarrow{O_{2D}A_{mcD}} \wedge \vec{F}_{(S\to 2G)} + \vec{M}_{A_{mcD}(S\to 2D)} \end{array} \right\}_{O_{2D}}^{(S\to 2D)}$$

En posant $R_{\Re_{2G}}^{\Re_f}$ la matrice de passage de la base $(\vec{i}_{2G}, \vec{j}_{2G}, \vec{k}_{2G})$ à $(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)$, et $R_{\Re_{2D}}^{\Re_f}$ la matrice de passage de la base $(\vec{i}_{2D}, \vec{j}_{2D}, \vec{k}_{2D})$ à $(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)$, dont les éléments sont calculées à partir des mesures des capteurs potentiométriques de position angulaire

(cf. § 1.1.3.1), il est possible d'exprimer les torseurs précédents dans la base $(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)$:

$$\left(\overrightarrow{F}_{(S\to 2G)}\right)_{\Re_f} = R^{\Re_f}_{\Re_{2G}} \left(\overrightarrow{F}_{(S\to 2G)}\right)_{\Re_{2G}} \quad (102)$$

$$\left(\overrightarrow{M}_{A_{mcG}(S\to 2G)}\right)_{O_{2G}/\Re_f} = R^{\Re_f}_{\Re_{2G}} \left(\overrightarrow{M}_{A_{mcG}(S\to 2G)}\right)_{O_{2G}/\Re_{2G}} \quad (103)$$

Et :

$$\left(\overrightarrow{F}_{(S\to 2D)}\right)_{\Re_f} = R^{\Re_f}_{\Re_{2D}} \left(\overrightarrow{F}_{(S\to 2D)}\right)_{\Re_{2D}} \quad (104)$$

$$\left(\overrightarrow{M}_{A_{mcD}(S\to 2D)}\right)_{O_{2D}/\Re_f} = R^{\Re_f}_{\Re_{2D}} \left(\overrightarrow{M}_{A_{mcD}(S\to 2D)}\right)_{O_{2D}/\Re_{2D}} \quad (105)$$

1.1.3. Mesures de la cinématique du FRET-1

Le FRET-1 est équipé de deux capteurs potentiométriques de position angulaire, fixés sur l'axe des deux roues arrière et d'un accéléromètre triaxial fixé à l'arrière du châssis. Leurs fonctionnements et les grandeurs qu'ils mesurent sont présentés dans les paragraphes suivants :

1.1.3.1. Capteurs potentiométriques de position angulaire

Chacune des deux roues arrière est équipée d'un capteur potentiométrique de position angulaire (modèle 601-1045, Vishay Spectrol, U.S.A.) permettant de mesurer l'orientation des bases $(\vec{i}_{2G}, \vec{j}_{2G}, \vec{k}_{2G})$ et $(\vec{i}_{2D}, \vec{j}_{2D}, \vec{k}_{2D})$ des référentiels $\Re_{2G}$ et $\Re_{2D}$, respectivement, dans la base $(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)$ de $\Re_f$. Il est donc possible de déterminer les paramètres cinématiques des deux roues arrière dans $\Re_f$, et d'exprimer les efforts

mesurés par les roues dynamométriques dans ($\vec{i}_{2G}, \vec{j}_{2G}, \vec{k}_{2G}$) et ($\vec{i}_{2D}, \vec{j}_{2D}, \vec{k}_{2D}$) dans la base ($\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f$).

1.1.3.1.1. Fonctionnement

Les capteurs potentiométriques de position angulaire sont fixés au niveau des axes des deux roues arrière du FRET-1 de manière à mesurer les positions angulaires des référentiels $\Re_{2G}$ et $\Re_{2D}$, autour des axes z_{2G} et z_{2D}, respectivement. En outre, puisque les angles de carrossage et de pincement des roues arrière sont nuls, cela revient à mesurer la position angulaire autour de l'axe z_f de $\Re_f$. Ainsi, θ_{2G} est l'angle formé entre les vecteurs $\vec{i}_{2G}$ et $\vec{i}_f$ (ou entre $\vec{j}_{2G}$ et $\vec{j}_f$) tandis que θ_{2D} est l'angle formé entre $\vec{i}_{2D}$ et $\vec{i}_f$ (ou entre $\vec{j}_{2D}$ et $\vec{j}_f$).

La précision des capteurs, qui correspondait à l'amplitude entre deux paliers du signal, a été déterminée expérimentalement (de Saint Rémy, 2005) [96] et était égale à environ 0,55°.

1.1.3.1.2. Paramètres mesurés

A partir de la mesure des angles θ_{2G} et θ_{2D}, il est possible de calculer les vitesses de rotation des roues arrière dans $\Re_f$ en dérivant leurs positions angulaires successives par rapport au temps :

$$\vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re_f} = \left(0, \quad 0, \quad \frac{d\theta_{2G}}{dt}\right) \tag{106}$$

$$\vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re_f} = \left(0, \quad 0, \quad \frac{d\theta_{2D}}{dt}\right) \tag{107}$$

De plus, comme l'angle θ_{2G} représente l'orientation de $\Re_{2G}$ par rapport à $\Re_f$ autour de l'axe z_f, il permet de définir les coefficients de la matrice de rotation $R_{\Re_f}^{\Re_{2G}}$ entre les bases $(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)$ et $(\vec{i}_{2G}, \vec{j}_{2G}, \vec{k}_{2G})$.

$$R_{\Re_f}^{\Re_{2G}} = \begin{bmatrix} \cos\theta_{2G} & -\sin\theta_{2G} & 0 \\ \sin\theta_{2G} & \cos\theta_{2G} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

La matrice de rotation $R_{\Re_{2G}}^{\Re_f}$, permettant d'exprimer les efforts mesurés par la roue dynamométrique gauche dans le base $(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)$ est alors obtenues en transposant la matrice $R_{\Re_f}^{\Re_{2G}}$.

$$R_{\Re_{2G}}^{\Re_f} = {}^T R_{\Re_f}^{\Re_{2G}} = \begin{bmatrix} \cos\theta_{2G} & \sin\theta_{2G} & 0 \\ -\sin\theta_{2G} & \cos\theta_{2G} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (108)$$

De la même façon, la matrice $R_{\Re_{2D}}^{\Re_f}$, permettant d'exprimer les efforts mesurés par la roue dynamométrique droite dans la base $(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)$ s'écrit :

$$R_{\Re_{2D}}^{\Re_f} = \begin{bmatrix} \cos\theta_{2D} & \sin\theta_{2D} & 0 \\ -\sin\theta_{2D} & \cos\theta_{2D} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (109)$$

1.1.3.2. Accéléromètre 3D

1.1.3.2.1. Fonctionnement

Un accéléromètre 3D (FA3506, FGP, France) dont l'étendue de mesure est de ±10g est fixé sur l'arrière du châssis du FRET-1. Il mesure les trois composantes de l'accélération dans $\Re$ subie par son origine (O_a) dans son propre système d'axes

($\vec{i}_a, \vec{j}_a, \vec{k}_a$). Les accélérations sont ensuite exprimées dans $\Re_f$ à l'aide d'un algorithme développé par Vaslin et Dabonneville (2000) [326], qui utilise les composantes de $\vec{g}$ dans $\Re\left(\vec{i}_a, \vec{j}_a, \vec{k}_a\right)$ pour déterminer la matrice de passage $R^{\Re_f}_{\Re\left(\vec{i}_a, \vec{j}_a, \vec{k}_a\right)}$ entre les bases ($\vec{i}_a, \vec{j}_a, \vec{k}_a$) et ($\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f$). Cet algorithme est prévu pour fonctionner dans le cas simplifié d'un déplacement sur un plan et nécessite d'immobiliser le FRET-1 pendant trois secondes au début et à la fin de chaque enregistrement. En effet, puisque l'accéléromètre mesure à la fois les accélérations de O_a dans $\Re$ et l'accélération gravitationnelle ($\vec{g}$), les données mesurées ne sont pas directement exploitables. Pour retirer l'influence de $\vec{g}$ sur les trois axes, les valeurs moyennes mesurées des composantes de cette accélération pendant les trois premières secondes d'immobilisation sur chacun des trois axes sont soustraites des accélérations mesurées au cours du déplacement. Cependant, comme le sol n'est jamais parfaitement plat, l'orientation de l'accéléromètre varie légèrement et une partie de $\vec{g}$ apparaît alors à nouveau sur les accélérations mesurées pendant le déplacement. Ainsi, à la fin du déplacement, la vitesse de O_a, calculée par intégration des accélérations de O_a dans le temps, n'est pas nulle aors que le FRET-1 est immobile. Cette vitesse de fin de déplacement est alors utilisée pour calculer l'accélération moyenne due à gravité pendant le déplacement. Cette valeur est alors soustraite aux accélérations mesurées pour obtenir l'accélération réelle de O_a dans $\Re$.

1.1.3.2.2. Paramètres mesurés

L'accéléromètre permet de mesurer l'accélération dans $\Re\left(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f\right)$ du point O_a dont la position dans $\Re_f$ est donnée à l'Annexe 4 (cf. p. 352). En appliquant la loi de

composition des accélérations et en faisant intervenir le référentiel $\Re_f$, l'accéléromètre mesure généralement :

$$\vec{a}_{O_a/\Re} = \vec{a}_{O_f/\Re} + \frac{d\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}}{dt} \wedge \overrightarrow{O_f O_a} + \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \left(\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \overrightarrow{O_f O_a} \right) \quad (110)$$

Cependant, dans le cas particulier d'un déplacement rectiligne, $\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}$ est nulle et l'accélération mesurée par l'accéléromètre est alors égale à l'accélération de O_f dans $\Re\left(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f\right)$:

$$\vec{a}_{O_a/\Re} = \vec{a}_{O_f/\Re} \quad (111)$$

1.1.4. Système d'acquisition des données

Le FRET-1 est équipé d'un système sans fil d'acquisition des données, développé au sein du L.I.M.O.S. [82,84,85], et qui le rend complètement autonome. Ce système comprend un boitier de connexion fixé sous le siège du FRET-1 et contenant les batteries qui alimentent l'ensemble des capteurs en courant continu de ± 5 V. Ce boitier contient également un bornier électronique qui permet de connecter les 23 voies des capteurs (6 voies pour chacun des trois dynamomètres, 3 voies pour l'accéléromètre et 1 voie pour chacun des deux capteurs potentiométriques) au système d'acquisition des données.

L'acquisition et la transmission des données s'effectuent via un mini-ordinateur portable (TC1100, Hewlett-Packard, USA) fixé au dessus du boitier de connexion. Les signaux analogiques produits par les capteurs sont convertis en valeurs numériques à l'aide d'une carte de conversion analogique/numérique 16 bits (DAQCard-6036E, National Instruments, USA) et sont temporairement enregistrées sur le mini-ordinateur

embarqué. Les données sont ensuite transmises en temps quasi-réel à l'aide des protocoles de transmission sans fil IEEE 802.11b et TCP/IP jusqu'à un ordinateur distant (M5200N, ASUS, Taiwan) sur lequel elles sont enregistrées. L'acquisition est pilotée par le second ordinateur à l'aide du logiciel LabVIEW® 5.1 (National Instrument, USA).

Les données sont enregistrées dans un fichier texte contenant les données brutes des capteurs, exprimées en millivolts. Le traitement de ces données, notamment la conversion en unités internationales, est ensuite réalisé à l'aide de routines informatiques écrites avec un logiciel libre de développement scientifique (Scilab 4.1, INRIA, France).

1.2. Système optoélectronique

1.2.1. Principe de fonctionnement

Les systèmes optoélectroniques d'analyse du mouvement permettent de calculer les positions 3D de marqueurs réfléchissants (marqueurs passifs) à partir de la mesure de leurs coordonnées 2D dans les plans d'au moins deux caméras vidéographique à l'aide de la technique de la transformation linéaire directe (DLT) [1].

Ces systèmes sont généralement constitués de plusieurs caméras vidéo numériques, chacune étant équipée d'une grille de capteurs CCD et d'un filtre numérique qui permet de réaliser un seuillage des signaux de manière à ne laisser passer qu'une partie spécifique du spectre de la lumière (infrarouge). Les caméras sont également équipées d'une source de lumière infrarouge qui est émise vers la scène et réfléchie par les marqueurs en forme de petites sphères de 20 mm de diamètre recouvertes d'un adhésif réfléchissant (Scotchlite ®). Les caméras enregistrent donc les taches lumineuses

correspondant aux réflexions des différents marqueurs dont les coordonnées sont ensuite calculées par l'isobarycentre de chaque tache.

Les avantages de ces systèmes sont leur grande rapidité de traitement et leur grande précision de mesure [28]. Cependant, ils sont également très sensibles à la lumière réfléchie par d'autres surfaces que les marqueurs, telles que des pièces métalliques, ou en provenance d'autres sources lumineuses (le soleil, par exemple). Par ailleurs, ces systèmes sont sensibles au masquage temporaire de certains marqueurs (exemple : par un membre) dans le champ d'une ou plusieurs caméras, qui se traduit par des trajectoires irrégulières, voire interrompues lorsque ces marqueurs ne sont plus visibles par au moins deux caméras. Le suivi des trajectoires est également sensible à la proximité de plusieurs marqueurs dont les trajectoires peuvent alors être inversées au cours du mouvement. Ces inconvénients impliquent une vérification manuelle des trajectoires, un lissage des données, ainsi qu'une interpolation dans le cas de l'occlusion temporaire d'un marqueur.

1.2.2. Description du système vidéographique utilisé

L'analyse cinématique 3D a été réalisée avec le système optoélectronique Eagle Digital RealTime (Motion Analysis, USA) du L.B.M.C.[20]. Ce système était composé de six caméras numériques qui offraient une résolution de 1,3 million de pixels (1280 × 1024 pixels) pour une fréquence d'échantillonnage pouvant aller jusqu'à 500 Hz avec cette résolution. La calibration, décrite au paragraphe suivant, et l'acquisition ont été réalisées à l'aide du logiciel EVaRT (Motion Analysis, USA).

[20] Laboratoire de Biomécanique et de Mécanique des Chocs, UMR-T 9406 INRETS/Université Claude Bernard – Lyon I.

1.2.3. Etalonnage du volume d'analyse

Cette étape permet au système optoélectronique de déterminer les paramètres de chaque caméra nécessaires au calcul des coordonnées 3D des marqueurs. Elle comporte deux phases :

- Tout d'abord, le système enregistre les positions de marqueurs fixés sur un objet statique, de forme et de dimensions connues. Cette phase permet de définir le référentiel dans lequel sont calculées les coordonnées des marqueurs, ainsi qu'une première approximation des paramètres de la DLT.

- La seconde phase, plus fastidieuse, consiste à balayer le champ des caméras à l'aide d'une barre-étalon équipée de marqueurs dont l'espacement est connu. Cette étape permet d'affiner et d'homogénéiser les paramètres de la DLT dans l'ensemble de l'espace d'analyse, et de déterminer la précision des mesures. En outre, le système EVaRT présente l'avantage de visualiser en temps réel le passage de la barre-étalon et de repérer les zones où la densité des mesures est insuffisante, permettant ainsi d'améliorer l'homogénéité de la calibration.

Pour cette étude, le champ de calibration devait être le plus long possible de façon à enregistrer au moins un cycle complet de propulsion sur le terrain, soit environ 2 à 3 mètres en fonction de la vitesse de propulsion, ainsi qu'une hauteur allant du sol jusqu'au vertex de la tête, soit environ 1,50 mètre.

1.2.4. Traitement des données

Les données enregistrées par le système optoélectronique n'étaient cependant pas directement exploitables et plusieurs étapes de traitement ont ensuite été nécessaires, généralement regroupées sous le nom de « tracking » :

- La première étape a consisté à identifier, sur une image, tous les marqueurs de la scène. Cette étape, nommée « labelling », permet d'affecter un nom à chaque marqueur.

- La deuxième étape a consisté à vérifier qu'il n'existait pas d'inversion entre les trajectoires de marqueurs proches. Cette inversion était repérée par une discontinuité dans la trajectoire temporelle d'au moins une des coordonnées du marqueur et elle était corrigée en réaffectant la bonne trajectoire au marqueur considéré.

- La troisième étape était nécessaire lorsque la trajectoire d'un marqueur était perdue au cours de la séquence. Dans ce cas, ses coordonnées étaient interpolées à l'aide d'une spline cubique ou reconstruites à partir des coordonnées de deux autres marqueurs dont les distances étaient invariantes, comme les marqueurs du FRM, par exemple.

- Enfin, la dernière étape a consisté à lisser les trajectoires de tous les marqueurs à l'aide d'une fonction spécifique du logiciel.

2. Méthodes

2.1. Modélisation inertielle

Pour calculer les paramètres énergétiques à partir de données cinématiques, il était nécessaire de connaître les paramètres inertiels du FRET-1 et du Sujet. Ainsi, les masses, centres de masses et tenseurs d'inertie des différents solides et segments ont été estimés à partir de modèles inertiels décrits dans les paragraphes qui suivent.

2.1.1. Le FRET-1

Pour caractériser les paramètres inertiels du FRET-1, celui-ci a été modélisé en éléments de formes géométriques simples (parallépipèdes, cylindres et tores) dont la masse, le centre de masse et les six composantes du tenseur d'inertie étaient facilement accessibles. Ce modèle est détaillé à l'Annexe 5 (cf. p. 353) et ses résultats sont synthétisés dans le Tableau 6.

Par ailleurs, comme il a été nécessaire d'ôter le dossier du FRET-1 pour que les marqueurs positionnés sur le dos du Sujet soient visibles par les caméras (cf. § 2.2.2), les propriétés inertielles de l'ensemble {châssis + siège} et du FRET-1 ont été recalculées et sont répertoriées dans le Tableau 7.

	Masse (kg)	Centre de masse (m)	Tenseur d'inertie ($kg.m^2$)
Ensemble {châssis + siège}	29,87	$\begin{pmatrix} 0,166 \\ 0,089 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f}$	$\begin{bmatrix} 1,241 & -0,370 & 0,002 \\ -0,370 & 1,782 & 0 \\ 0,002 & 0 & 1,943 \end{bmatrix}_{G_4 \in \Re_f}$
Roue arrière gauche	3,79	$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -0,305 \end{pmatrix}_{\Re_f}$	$\begin{bmatrix} 0,111 & 0 & 0 \\ 0 & 0,111 & 0 \\ 0 & 0 & 0,160 \end{bmatrix}_{G_{2G} \in \Re_f}$
Roue arrière droite	3,79	$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0,305 \end{pmatrix}_{\Re_f}$	$\begin{bmatrix} 0,111 & 0 & 0 \\ 0 & 0,111 & 0 \\ 0 & 0 & 0,160 \end{bmatrix}_{G_{2D} \in \Re_f}$
Roulette avant gauche	0,32	$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_{1G}}$	$\begin{bmatrix} 0,0004 & 0 & 0 \\ 0 & 0,0004 & 0 \\ 0 & 0 & 0,0008 \end{bmatrix}_{G_{1G} \in \Re_{1G}}$
Roulette avant droite	0,32	$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_{1D}}$	$\begin{bmatrix} 0,0004 & 0 & 0 \\ 0 & 0,0004 & 0 \\ 0 & 0 & 0,0008 \end{bmatrix}_{G_{1D} \in \Re_{1D}}$
Fourchette avant gauche	0,49	$\begin{pmatrix} -0,049 \\ -0,047 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_{3G}}$	$\begin{bmatrix} 0,001 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,001 \end{bmatrix}_{G_{3G} \in \Re_{3G}}$
Fourchette avant droite	0,49	$\begin{pmatrix} -0,049 \\ -0,047 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_{3D}}$	$\begin{bmatrix} 0,001 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,001 \end{bmatrix}_{G_{3D} \in \Re_{3D}}$
FRET-1	39,07	$\begin{pmatrix} 0,141 \\ 0,060 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f}$	/

Tableau 6 : Propriétés inertielles des différents éléments du FRET-1.

	Masse (kg)	Centre de masse (m)	Tenseur d'inertie (kg.m^2)
Ensemble {châssis + siège}	28,72	$\begin{pmatrix} 0,174 \\ 0,077 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f}$	$\begin{bmatrix} 1,111 & -0,293 & 0,002 \\ -0,293 & 1,714 & 0 \\ 0,002 & 0 & 1,773 \end{bmatrix}_{G_4 \in \Re_f}$
FRET-1	37,92	$\begin{pmatrix} 0,142 \\ 0,048 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f}$	/

Tableau 7 : Propriétés inertielles de l'ensemble {châssis + siège} et du FRET-1 sans le dossier

2.1.2. Le Sujet

Pour déterminer les paramètres inertiels segmentaires (PIS) du Sujet, il a été nécessaire d'utiliser un modèle anthropométrique qui assimile le corps humain à une chaîne de solides poly-articulés. Une analyse bibliographique (détaillée à l'Annexe 6, p. 361) a permis de mettre en avant que, quel que soit le type de modèle anthropométrique utilisé (modèle proportionnel, modèle géométrique ou modèle volumique), il existe toujours des hypothèses par rapport à la densité segmentaire. Par ailleurs, la plupart des modèles proportionnels expriment les coordonnées des centres de masse segmentaires uniquement suivant les axes longitudinaux et seuls les moments principaux d'inertie sont présentés, considérant ainsi que les produits d'inertie sont nuls. Les modèles géométriques les plus simples présentent quant à eux l'inconvénient d'exprimer les PIS dans le référentiel du solide et non dans le référentiel du segment, ce qui pose des problèmes pour associer les paramètres cinématiques mesurés dans le référentiel du segment.

Aussi, pour répondre aux besoins de cette étude, il a été choisi d'utiliser le modèle anthropométrique de Dumas *et al.* (2007a,b,c) [112, 113, 114] qui définit le Sujet comme

un ensemble de seize solides poly-articulés, de densité identique et égale à 1000 kg/m^3, et qui sont : les deux pieds, les deux jambes, les deux cuisses, le pelvis, le tronc, constitué d'une partie abdominale et d'une partie thoracique, les deux bras, les deux avant-bras et les deux mains.

Les avantages de ce modèle sont de :

- Exprimer les PIS dans les référentiels segmentaires normalisés de l'ISB [349,350] ;
- Fournir les coordonnées 3-D des centres de masse segmentaires ;
- Fournir les six composantes du tenseur d'inertie, à savoir les trois moments principaux et les trois produits ;
- Segmenter le tronc en deux parties, définies dans un article non publié [114].

Les différents référentiels des segments du Sujet sont définis à l'Annexe 7 (cf. p. 367) présentés sur la Figure 30 :

- $\Re_{PV}$ est le référentiel du pelvis ;
- $\Re_{CU\ G}$ et $\Re_{CU\ D}$ sont les référentiels des cuisses gauche et droite, respectivement ;
- $\Re_{JA\ G}$ et $\Re_{JA\ D}$ sont les référentiels des jambes gauche et droite, respectivement ;
- $\Re_{PI\ G}$ et $\Re_{PI\ D}$ sont les référentiels des pieds gauche et droit, respectivement ;
- $\Re_{AB}$ et $\Re_{TH}$ sont les référentiels des parties abdominales et thoraciques du tronc, respectivement ;
- $\Re_{TC}$ est le référentiel de l'ensemble {tête et cou}
- $\Re_{BR\ G}$ et $\Re_{BR\ D}$ sont les référentiels des bras gauche et droit, respectivement ;
- $\Re_{AVB\ G}$ et $\Re_{AVB\ D}$ sont les référentiels des avant-bras gauche et droit, respectivement ;

- Et $\Re_{MA\,G}$ et $\Re_{MA\,D}$ sont les référentiels des mains gauche et droite, respectivement.

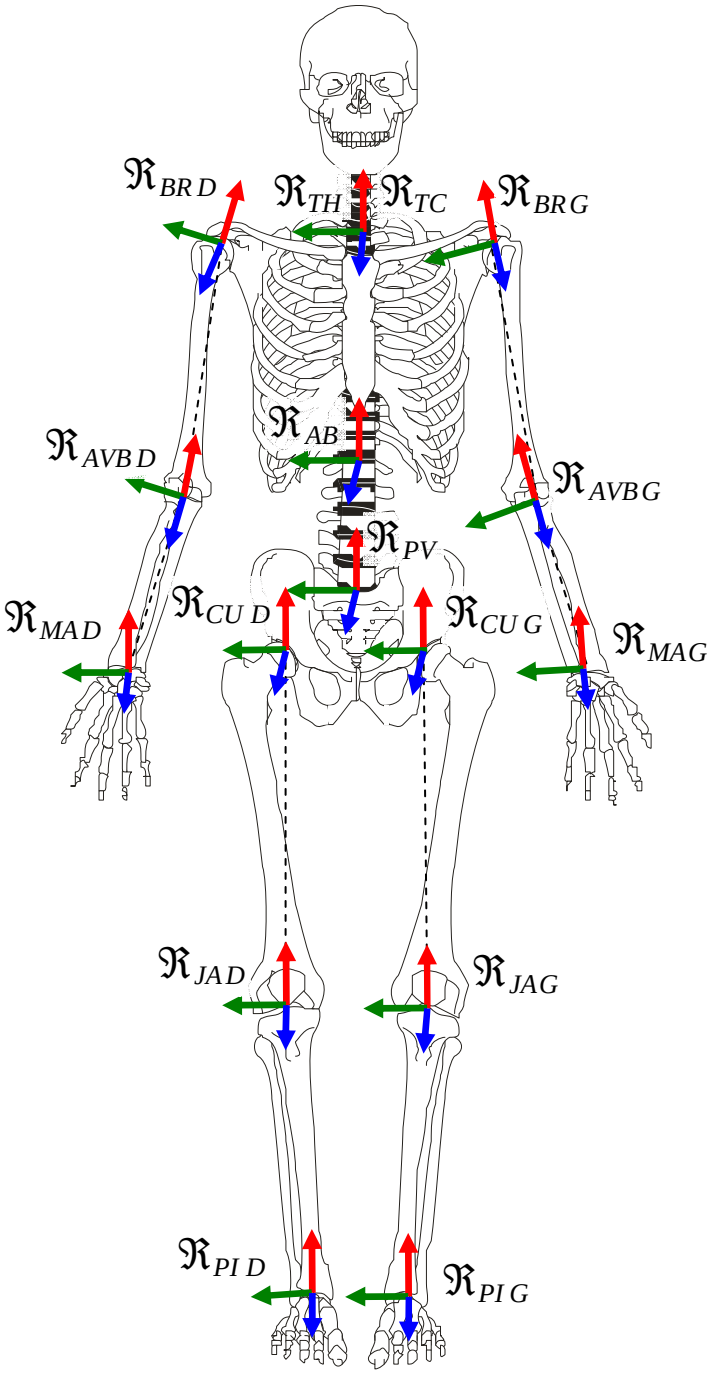


Figure 30 : Schéma des référentiels segmentaires du Sujet avec les axes antéropostérieurs (x) en bleu, les axes longitudinaux (y) en rouge et les axes transversaux (z) en vert.

2.2. Protocole expérimental

2.2.1. Précautions expérimentales

2.2.1.1. FRET-1

Les caractéristiques des capteurs du FRET-1 et les modalités de traitement des données mesurées ont imposé plusieurs précautions expérimentales :

- Une immobilisation de trois secondes au début et à la fin de chaque acquisition était nécessaire afin de soustraire l'influence de la gravité sur les signaux mesurés par l'accéléromètre ;

- Le traitement des données des roues dynamométriques nécessitait un déplacement sur un plan afin de soustraire l'influence du poids des mains courantes des signaux mesurés par les dynamomètres ;

- Pour simplifier les calculs de la cinématique du FRET-1, il était nécessaire de respecter la condition de roulement sans glissement et donc d'effectuer les déplacements sur une surface suffisamment adhérente afin que le Sujet n'ait pas besoin de modifier sa technique de propulsion pour maintenir cette condition de roulement ;

- Un déplacement rectiligne permettait d'utiliser les mesures de l'accéléromètre pour connaître directement l'accélération de l'origine du référentiel du FRET-1.

Cette dernière condition, qui n'avait cependant pas un caractère obligatoire, permettait de simplifier le modèle inertiel du FRET-1, puisque les fourchettes avant

restaient alors alignées avec l'axe antéropostérieure du FRM ($\vec{i}_{3G} = \vec{i}_{3D} = \vec{i}_f$) ; les roulettes avant ne tournaient alors qu'autour de leurs axes de rotation respectifs (z_{3G} et z_{3D}), dont les vecteurs unitaires $\vec{k}_{3G}$ et $\vec{k}_{3D}$, respectivement, étaient ainsi tous deux égaux à $\vec{k}_f$. Par conséquent, les centres de masse de tous les éléments du FRET-1 étaient immobiles dans $\Re_f$, et les coordonnées du centre de masse du FRET-1 étaient alors constantes dans $\Re_f$.

Pour toutes ces raisons, il a été choisi de limiter l'étude à la locomotion en ligne droite, sur le plat, et sur une surface présentant une bonne adhérence.

2.2.1.2. Système optoélectronique

Le système vidéographique permettait de calibrer un espace fixe dans $\Re$ mais de volume limité. L'analyse d'un cycle complet de propulsion à allure modérée, débutant par une phase de poussée et se terminant par une phase de roue libre, nécessitait un volume de calibration d'une longueur d'environ deux mètres. De plus, pour que le cycle mesuré ne corresponde pas à une mise en mouvement ou un freinage, il était nécessaire que le Sujet puisse réaliser au moins deux à trois cycles de propulsion (soit environ trois mètres) avant le cycle mesuré, ainsi qu'un à deux cycles après (soit environ deux mètres). Aussi, une longueur minimale de déplacement de sept mètres était nécessaire à cette expérimentation.

2.2.1.3. Acquisition et synchronisation des données

La fréquence d'acquisition du FRET-1 a été choisie à 500 Hz et celle du système optoélectronique à 100 Hz avec une vitesse d'obturation de 1/1000ème de seconde.

La synchronisation entre le FRET-1 et le système optoélectronique a été réalisée manuellement, à l'aide d'un maillet en caoutchouc équipé d'un marqueur réfléchissant avec lequel un assistant donnait un petit choc sur la main courante gauche du FRET-1, dans la zone calibrée du système optoélectronique. Ainsi, pour le système optoélectronique, l'instant de synchronisation correspondait à l'instant où la vitesse transversale du marqueur du maillet, exprimée dans la base de $\Re_f$, devenait nulle avant de changer de sens. Pour le FRET-1, l'instant de synchronisation a été déterminé par le pic de force mesuré par le dynamomètre de la main courante gauche.

En tenant compte des précautions nécessaires à l'exploitation des données du FRET-1 et du mode de synchronisation pour chaque acquisition, le mode opératoire était le suivant :

1. Le sujet assis sur le FRET-1 était placé au milieu de la zone calibrée des caméras et attendait immobile sans toucher aux mains courantes ;
2. Les acquisitions des deux systèmes étaient démarrées ;
3. L'assistant venait frapper la main courante gauche avec le maillet dont le marqueur était visible par les caméras ;
4. L'assistant emmenait le sujet assis sur le FRET-1 quelques mètres en retrait de la zone calibrée puis s'écartait du sujet pour ne plus toucher au FRET-1 ;
5. Le sujet marquait un temps d'immobilisation de trois secondes sans toucher aux mains courantes ;
6. Le sujet réalisait un déplacement rectiligne d'environ sept mètres en traversant la zone calibrée puis s'arrêtait quelques mètres plus loin ;
7. Le sujet marquait un nouveau temps d'immobilisation de trois secondes sans toucher aux mains courantes ;
8. Les acquisitions du système optoélectronique et du FRET-1 étaient arrêtées.

2.2.2. Mise en place du modèle anthropométrique du Sujet

Pour calculer l'orientation des seize référentiels du Sujet, cinquante quatre marqueurs ont été collés sur la peau (Tableau 8, Figure 31) au niveau de points anatomiques remarquables. Ces marqueurs étaient directement utiles à la construction des référentiels segmentaires, ou destinés à faciliter le traitement. Ces derniers marqueurs techniques permettent de faciliter l'étape de « labelling » lorsque des marqueurs étaient proches, comme les processus styloïdes du radius et de l'ulna, par exemple, ou d'interpoler des coordonnées de marqueurs peu visibles pendant la propulsion, comme les épines iliaques antérosupérieures, qui ont nécessité de placer des marqueurs supplémentaires sur les crêtes iliaques, par exemple.

Segment	N°	Dénomination
Tête et cou	1	Vertex de la tête
	2	Tempe gauche
	3	Tempe droite
	4	7ème vertèbre cervicale (C7)
Tronc	5	Manubrium sternal
	6	Processus xiphoïde
	7	8ème vertèbre thoracique (T8)
	8	12ème vertèbre thoracique (T12)
Pelvis	9	Epine iliaque antérosupérieure (EIAS) gauche
	10	Epine iliaque antérosupérieure (EIAS) droite
	11	Epine iliaque postéro-supérieure (EIPS) gauche
	12	Epine iliaque postéro-supérieure (EIPS) droite
	13	Crête iliaque gauche (marqueur technique)
	14	Crête iliaque droite (marqueur technique)
Epaule gauche	15	Angle de l'acromion gauche
	16	Processus acromio-claviculaire gauche
	17	Acromion gauche (marqueur technique)
	18	Crête du tubercule majeur gauche, V deltoïdien gauche (marqueur technique)
	19	Trigone de la scapula gauche
	20	Angle inférieur de la scapula gauche

Tableau 8 : Numérotation et localisation des marqueurs collés sur le Sujet.

Segment	N°	Dénomination
Epaule droite	21	Angle de l'acromion droit
	22	Processus acromio-claviculaire droit
	23	Acromion droit (marqueur technique)
	24	Crête du tubercule majeur droit, V deltoïdien droit (marqueur technique)
	25	Trigone de la scapula droite
	26	Angle inférieur de la scapula droite
Bras gauche	27	Epicondyle médial de l'humérus gauche
	28	Epicondyle latéral de l'humérus gauche
Bras droit	29	Epicondyle médial de l'humérus droit
	30	Epicondyle latéral de l'humérus droit
Avant-bras gauche	31	Processus styloïde de l'ulna gauche
	32	Processus styloïde du radius gauche
	33	Bord latéral du radius gauche (marqueur technique)
Avant-bras droit	34	Processus styloïde de l'ulna droit
	35	Processus styloïde du radius droit
	36	Bord latéral du radius droit (marqueur technique)
Main gauche	37	Tête du 2ème métacarpien gauche
	38	Tête du 5ème métacarpien gauche
Main droite	39	Tête du 2ème métacarpien droit
	40	Tête du 5ème métacarpien droit
Cuisse gauche	41	Grand trochanter gauche
	42	Epicondyle médial du fémur gauche
	43	Epicondyle latéral du fémur gauche
Cuisse droite	44	Grand trochanter droit
	45	Epicondyle médial du fémur droit
	46	Epicondyle latéral du fémur droit
Jambe gauche	47	Malléole médiale gauche
	48	Malléole latérale gauche
Jambe droite	49	Malléole médiale droite
	50	Malléole latérale droite
Pied gauche	51	Tête du 1er métatarsien gauche
	52	Tête du 5ème métatarsien gauche
Pied droit	53	Tête du 1er métatarsien droit
	54	Tête du 5ème métatarsien droit

Tableau 8 : Numérotation et localisation des marqueurs collés sur le Sujet.

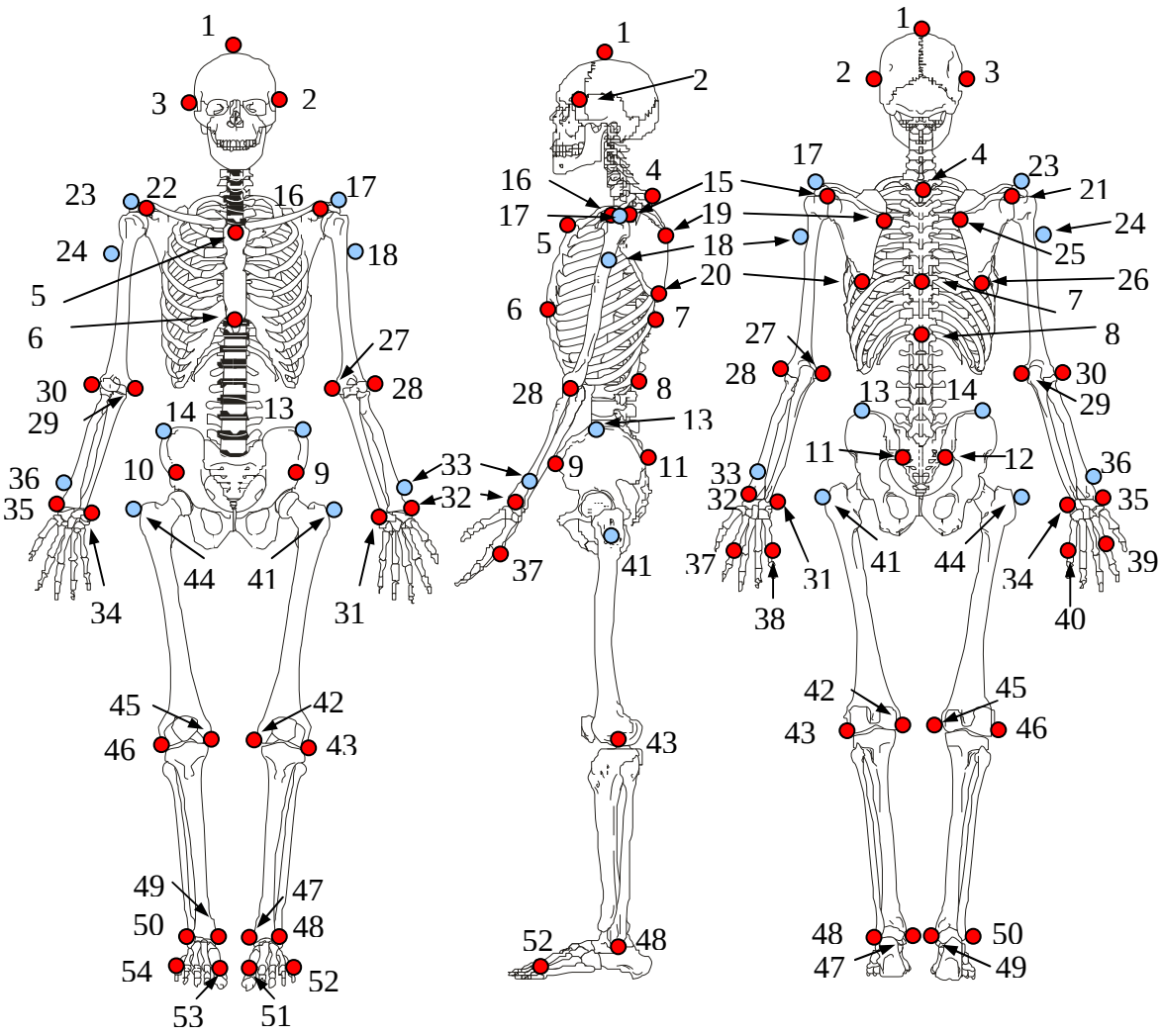


Figure 31 : Numérotation et localisation des marqueurs du Sujet.

Pour calculer les centres articulaires, il a été choisi d'utiliser une méthode prédictive plutôt que la méthode fonctionnelle recommandée par Wu *et al.*, (2002) [349] et particulièrement indiquée pour la détermination des centres articulaires de la hanche et de l'épaule, lors des études en dynamique inverse. En effet, comme notre objectif n'était pas de calculer les efforts articulaires, mais les vitesses des segments, la méthode prédictive ne posait pas de problèmes particuliers et était plus simple à mettre en place.

Les centres articulaires ont donc été calculés comme suit :

- Les centres articulaires lombaires et des hanches ont été calculés à partir des coordonnées des marqueurs des épines iliaques antérosupérieures et postérosupérieures (marqueurs 9, 10, 11 et 12) à l'aide de relations mathématiques utilisant les résultats de régressions statistiques réalisées par Reed *et al.* (1999) [251] et rapportées par Dumas *et al.*, (2007a) [112].

- Le centre articulaire thoracique a été calculé à partir des coordonnées de C7, du manubrium sternal, de T8 et de T12 (marqueurs 4, 5, 7 et 8) en utilisant l'appendice de R. Dumas (2007c) [114].

- Les centres articulaires cervical et des épaules gauche et droite ont été calculés à partir des résultats des régressions statistiques proposées par Reed *et al.* (1999) [251] et basées sur les positions du manubrium, de la 7ème cervicale et des acromions gauche et droit (marqueurs 4, 5 17 et 23).

- Les centres articulaires des coudes ont été calculés au milieu des épicondyles médiaux et latéraux des humérus (marqueurs 27 et 28 pour le coude gauche et 29 et 30 pour le coude droit).

- Les centres articulaires des poignets ont été calculés au milieu des processus styloïdes de l'ulna et du radius (marqueurs 31 et 32 pour le poignet gauche et 34 et 35 pour le poignet droit).

- Les centres articulaires des genoux ont été calculés au milieu des épicondyles médiaux et latéraux des fémurs (marqueurs 42 et 43 pour le genou gauche et 45 et 46 pour le genou droit). Pour définir les axes antéropostérieurs (x_{JAG} et x_{JAD})

des référentiels des jambes $\Re_{JAG}$ et $\Re_{JAD}$, respectivement, les épicondyles latéraux ont été utilisés à la place des têtes fibulaires. Cependant, cette variante ne devait pas avoir d'importance majeure puisque les jambes étaient censées rester immobiles dans $\Re_f$.

- Enfin, les centres articulaires des chevilles ont été calculés au milieu des malléoles médiales et latérales (marqueurs 47 et 48 pour la cheville gauche et 49 et 50 pour la cheville droite). Cependant, pour définir les axes x_{PIG} et y_{PIG} du référentiel du pied gauche ($\Re_{PIG}$) d'une part, et x_{PID} et y_{PID} du référentiel du pied droit ($\Re_{PID}$) d'autre part, il était nécessaire de connaître les positions des calcanéums qui ne pouvaient pas être mesurés car ils étaient cachés par le châssis du FRET-1. Aussi, ces positions ont été reconstruites à partir d'une régression sur les données de McConville *et al.* (1980) [218], rapportées par Dumas *et al.* (2007a) [112], en utilisant les marqueurs des malléoles latérales et des 2ème et 5ème métatarsiens (marqueurs 47, 48, 51 et 52 pour le pied gauche et 49, 50, 53 et 54 pour le pied droit).

Pour étudier les mouvements du Sujet par rapport au FRM, cinq marqueurs supplémentaires ont été fixés sur le FRET-1 (Figure 32 et Tableau 9) et ont permis de définir le référentiel $\Re_f$ dans $\Re$ (cf. Annexe 8, p.374).

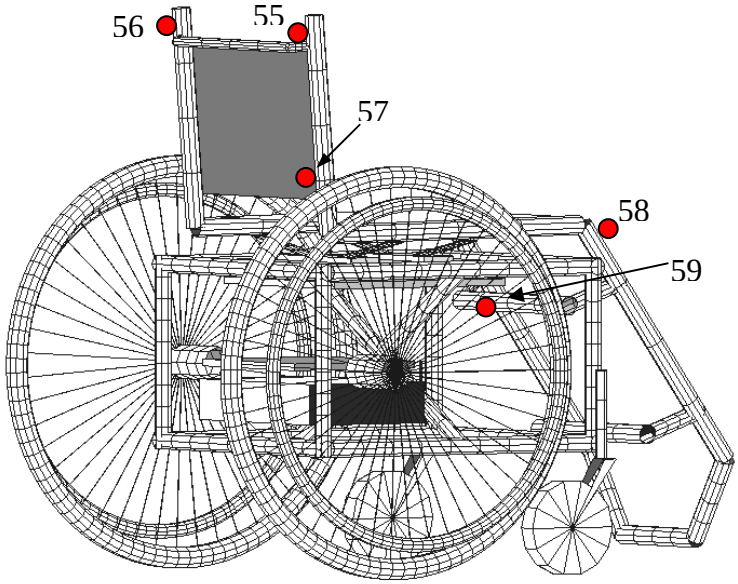


Figure 32 : Numérotation et localisation des marqueurs du FRET-1.

N°	Dénomination
55	Partie supérieure droite du dossier
56	Partie supérieure gauche du dossier
57	Partie inférieure droite du dossier
58	Partie antérieure droite de l'assise
59	Rayon roue arrière

Tableau 9 : Numérotation et localisation des marqueurs du FRET-1.

2.2.3. Expérimentations sur le terrain

2.2.3.1. Choix du Sujet

Pour réaliser cette étude, il était préférable que les caractéristiques anthropométriques du Sujet correspondent à celles de la population de référence du modèle anthropométrique retenu. Il a donc été choisi de faire appel à un jeune sujet valide de sexe masculin et de type caucasien (26 ans ; 1,75 m ; 64 kg) puisque que les PIS du modèle de Dumas *et al.* (2007a,b,c) [112, 113, 114] ont été établis sur une population de soldats américains du même type [218].

Le fait que le Sujet soit valide et ne soit pas un utilisateur régulier de FRM ne posait pas de problème puisque l'objectif premier de cette étude était méthodologique. En effet, le modèle et la méthode nécessitent une validation expérimentale avant de pouvoir être utilisées, ultérieurement, avec d'autres personnes présentant divers handicaps.

2.2.3.2. Nombre d'essais

Dans le but de pouvoir présenter les résultats d'un cycle standard, il a été demandé au Sujet de réaliser dix déplacements à allure modérée, afin d'enregistrer tous les paramètres cinématiques et dynamiques de dix cycles complets de propulsion sur le terrain.

Afin d'analyser l'influence des mouvements du Sujet sur les paramètres énergétiques, il a également été demandé au sujet de réaliser cinq déplacements à plus vive allure. Cependant, dans ce cas, il a été plus difficile d'enregistrer les paramètres cinématiques d'un cycle complet de propulsion sur le terrain.

2.3. Simplification du modèle mécanique

Les conditions spécifiques de la présente étude - d'un déplacement en ligne droite sur le plat et roulement sans glissement - ont permis de simplifier le modèle mécanique et de calculer d'autres paramètres mécaniques, comme les grandeurs des composantes normales des forces de réaction du sol, requises pour déterminer les résistances à l'avancement, par exemple.

2.3.1. Déplacement horizontal et rectiligne

2.3.1.1. Vecteurs unitaires

Lors d'un déplacement rectiligne, les bases des référentiels des fourchettes avant ($\Re_{3G}$ et $\Re_{3D}$) et celles des référentiels associés aux quatre points de contact des roues sur le sol ($\Re_{I_{1G}}$, $\Re_{I_{1D}}$, $\Re_{I_{2G}}$ et $\Re_{I_{2D}}$) sont toutes égales à celle du FRET-1 ($\Re_f$). Ainsi :

$$\begin{aligned} \vec{i}_f &= \vec{i}_{3G} = \vec{i}_{3D} = \vec{i}_{I_{1G}} = \vec{i}_{I_{1D}} = \vec{i}_{I_{2G}} = \vec{i}_{I_{2D}} \\ \vec{j}_f &= \vec{j}_{3G} = \vec{j}_{3D} = \vec{j}_{I_{1G}} = \vec{j}_{I_{1D}} = \vec{j}_{I_{2G}} = \vec{j}_{I_{2D}} \\ \vec{k}_f &= \vec{k}_{3G} = \vec{k}_{3D} = \vec{k}_{I_{1G}} = \vec{k}_{I_{1D}} = \vec{k}_{I_{2G}} = \vec{k}_{I_{2D}} \end{aligned} \quad (112)$$

De plus, les vecteurs unitaires transversaux des quatre roues sont alors égaux $\vec{k}_f$:

$$\vec{k}_f = \vec{k}_{1G} = \vec{k}_{1D} = \vec{k}_{2G} = \vec{k}_{2D} = \vec{k}_{3G} = \vec{k}_{3D} = \vec{k}_{I_{1G}} = \vec{k}_{I_{1D}} = \vec{k}_{I_{2G}} = \vec{k}_{I_{2D}} \quad (113)$$

Enfin, lors d'un déplacement horizontal, et tant que les quatre roues du FRET-1 restent en contact avec le sol, le vecteur unitaire $\vec{j}_f$ de $\Re_f$ est égal au vecteur unitaire $\vec{j}$ de $\Re$ qui définit la direction verticale :

$$\vec{j} = \vec{j}_f = \vec{j}_{3G} = \vec{j}_{3D} = \vec{j}_{I_{1G}} = \vec{j}_{I_{1D}} = \vec{j}_{I_{2G}} = \vec{j}_{I_{2D}} \quad (114)$$

2.3.1.2. Vecteurs positions

Puisque les roues arrière du FRET-1 ne possèdent pas d'angles de carrossage et ni de pincement, les coordonnées des vecteurs joignant les points de contact I_{2G} et I_{2D} aux centres des roues arrière O_{2G} et O_{2D}, respectivement, et dont la norme représente le rayon des roues, sont égales entre elles aussi bien dans le référentiel terrestre que dans celui du FRET-1 :

$$\overrightarrow{I_{2G}O_{2G}} = \overrightarrow{I_{2D}O_{2D}} = \begin{pmatrix} 0 \\ r_2 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f} = \begin{pmatrix} 0 \\ r_2 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re} \tag{115}$$

Il en est de même pour les roulettes avant :

$$\overrightarrow{I_{1G}O_{1G}} = \overrightarrow{I_{1D}O_{1D}} = \begin{pmatrix} 0 \\ r_1 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f} = \begin{pmatrix} 0 \\ r_1 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re} \tag{116}$$

Où r_1 et r_2 sont les rayons des roulettes avant et des roues arrière, respectivement.

2.3.1.3. Vitesses angulaires

Les conditions d'un déplacement rectiligne et horizontal impliquent que la vitesse de rotation de $\Re_f$ dans $\Re$ soit nulle tout au long du déplacement :

$$\vec{\Omega}_{\Re_f / \Re} = \vec{0} \tag{117}$$

Dans ces conditions, les vitesses de rotation des fourchettes avant sont également nulles dans $\Re_f$ (et donc dans $\Re$) puisque les bases des référentiels $\Re_f$, $\Re_{3G}$ et $\Re_{3D}$ sont égales :

$$\begin{aligned} \vec{\Omega}_{\Re_{3G} / \Re_f} &= \vec{\Omega}_{\Re_{3G} / \Re} = \vec{0} \\ \vec{\Omega}_{\Re_{3D} / \Re_f} &= \vec{\Omega}_{\Re_{3D} / \Re} = \vec{0} \end{aligned} \tag{118}$$

Les vitesses angulaires des roulettes avant dans $\Re_f$ n'ont alors qu'une seule composante non nulle, suivant $\vec{k}_f$: les vitesses angulaires des quatre roues du FRET-1 sont donc colinéaires.

2.3.1.4. Vitesses de translation

Puisque la vitesse de rotation du FRET-1 est nulle dans $\Re$ (cf. eq. (117)), les vitesses de translation de tous les points fixes du châssis sont égales à la vitesse de l'origine O_f du référentiel du FRET-1 dans $\Re$. Cette égalité s'applique notamment aux vitesses du centre de masse du système {châssis + siège}, des origines (O_{2G} et O_{2D}) et des centres de masse (G_{2G} et G_{2D}) des roues arrière gauche et droite, respectivement, et aux vitesses des pivots des fourchettes avant (O_{3G} et O_{3D}) :

$$\vec{v}_{G_4/\Re} = \vec{v}_{O_{2G}/\Re} = \vec{v}_{O_{2D}/\Re} = \vec{v}_{G_{2G}/\Re} = \vec{v}_{G_{2D}/\Re} = \vec{v}_{O_{3G}/\Re} = \vec{v}_{O_{3D}/\Re} = \vec{v}_{O_f/\Re} \quad (119)$$

De plus, les vitesses de rotation des fourchettes avant étant nulles dans $\Re_f$ (cf. eq. (118)), les vitesses de translation de leur centre de masse (G_{3G} et G_{3D}) et celles des centres de masse des roulettes avant (O_{1G} et de O_{1D}) sont également nulles dans $\Re_f$.

$$\vec{v}_{G_{3G}/\Re_f} = \vec{v}_{G_{3D}/\Re_f} = \vec{v}_{O_{1G}/\Re_f} = \vec{v}_{O_{1D}/\Re_f} = \vec{0}$$

Par conséquent, les vitesses de translation dans $\Re$ des centres de masse des fourchettes et des roulettes avant, elles aussi, sont égales à la vitesse de O_f :

$$\vec{v}_{G_{3G}/\Re} = \vec{v}_{G_{3D}/\Re} = \vec{v}_{O_{1G}/\Re} = \vec{v}_{O_{1D}/\Re} = \vec{v}_{O_f/\Re} \quad (120)$$

Finalement, comme les vitesses de translation dans $\Re$ des sept éléments du FRET-1 sont toutes égales à la vitesse de O_f, la vitesse du centre de masse G_f du FRET-1 est égale à la vitesse de O_f dans $\Re$:

$$\vec{v}_{G_f/\Re} = \vec{v}_{O_f/\Re} \quad (121)$$

Et la vitesse de G_f dans $\Re_f$ est donc nulle :

$$\vec{v}_{G_f/\Re_f} = \vec{0} \tag{122}$$

2.3.1.5. Paramètres dynamiques

Comme les vecteurs unitaires $\vec{j}$ et $\vec{j}_f$ sont égaux et verticaux, les poids de tous les solides du FRET-1 et des segments du Sujet sont distribués de la même façon dans $\Re_f$ et dans $\Re$, à savoir uniquement suivant $\vec{j}$. Ainsi, par exemple, le poids du FRET-1 dans $\Re_f$ s'écrit :

$$\vec{P}_{frm} = \begin{pmatrix} 0 \\ -m_f\ g \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f} = \begin{pmatrix} 0 \\ -m_f\ g \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re} \tag{123}$$

Où g représente la norme de l'attraction gravitationnelle.

2.3.2. Roulement sans glissement

La condition de roulement sans glissement permet de relier la vitesse de rotation des roues à la vitesse de translation de leurs axes respectifs. Ainsi, les vitesses de translation des roulettes avant s'écrivent :

$$\vec{v}_{O_{1G}/\Re} = \vec{\Omega}_{\Re_{1G}/\Re} \wedge \overrightarrow{I_{1G}O_{1G}}$$

$$\vec{v}_{O_{1D}/\Re} = \vec{\Omega}_{\Re_{1D}/\Re} \wedge \overrightarrow{I_{1D}O_{1D}}$$

Or, comme les vitesses linéaires des points O_{1G} et O_{1D} dans $\Re$ sont égales, de même que les vecteurs $\overrightarrow{I_{1G}O_{1G}}$ et $\overrightarrow{I_{1D}O_{1D}}$, les vitesses de rotation des deux roulettes avant sont donc égales entre elles dans $\Re_f$ et dans $\Re$:

$$\vec{\Omega}_{\Re_{1G}/\Re_f} = \vec{\Omega}_{\Re_{1D}/\Re_f} = \vec{\Omega}_{\Re_{1G}/\Re} = \vec{\Omega}_{\Re_{1D}/\Re} \tag{124}$$

Suivant le même raisonnement, il advient que les vitesses de rotation des deux roues arrière sont égales entre elles dans $\Re_f$ et dans $\Re$:

$$\vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re_f} = \vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re_f} = \vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re} = \vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re} \tag{125}$$

Pour déterminer les composantes de ces vitesses, il suffit de calculer, par exemple :

$$\vec{v}_{O_{1G}/\Re} = \vec{\Omega}_{\Re_{1G}/\Re} \wedge \overrightarrow{I_{1G}O_{1G}} \Leftrightarrow \begin{pmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{pmatrix}_{O_{1G}\in\Re} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_z \end{pmatrix}_{\Re_{1G}/\Re} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ r_1 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re}$$

Ainsi, dans $\Re$, seule la composante antéropostérieure de cette vitesse n'est pas nulle :

$$v_{xO_{1G}/\Re} = -r_1 \ \omega_{z(\Re_{1G}/\Re)} \tag{126}$$

A l'aide de cette expression, il est ensuite possible de calculer les vitesses angulaires des roulettes avant gauche ($\vec{\Omega}_{\Re_{1G}/\Re}$) et droite ($\vec{\Omega}_{\Re_{1D}/\Re}$) :

$$\vec{\Omega}_{\Re_{1G}/\Re} = \vec{\Omega}_{\Re_{1G}/\Re_f} = \left(0 ; \quad 0 ; \quad -\frac{v_{xO_{1G}/\Re}}{r_1} \right) \tag{127}$$

$$\vec{\Omega}_{\Re_{1D}/\Re} = \vec{\Omega}_{\Re_{1D}/\Re_f} = \left(0 ; \quad 0 ; \quad -\frac{v_{xO_{1D}/\Re}}{r_1} \right) \tag{128}$$

Ainsi que celles des roues arrière gauche ($\vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re}$) et droite ($\vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re}$) :

$$\vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re} = \vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re_f} = \left(0 ; \quad 0 ; \quad -\frac{v_{xO_{2G}/\Re}}{r_2} \right) \tag{129}$$

$$\vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re} = \vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re_f} = \left(0 ; \quad 0 ; \quad -\frac{v_{xO_{2D}/\Re}}{r_2} \right) \tag{130}$$

Enfin, parce que les potentiomètres angulaires du FRET-1 permettent de calculer les vitesses de rotation des roues arrière dans $\Re_f$ ($\vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re_f}$ et $\vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re_f}$), il est intéressant d'écrire :

$$\vec{\Omega}_{\Re_{1G}/\Re_f} = \vec{\Omega}_{\Re_{1D}/\Re_f} = \frac{r_2}{r_1}\vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re_f} = \frac{r_2}{r_1}\vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re_f} \quad (131)$$

2.4. Application du modèle mécanique

2.4.1. Système vidéographique

2.4.1.1. Paramètres cinématiques

Le système vidéographique a permis de mesurer, dans l'espace, les positions des marqueurs réfléchissants placés sur le Sujet et sur le FRET-1, qui ont servi à définir les vecteurs unitaires des référentiels segmentaires ($\Re_{Sj}$) et de $\Re_f$ dans $\Re$. Les composantes des vecteurs unitaires des référentiels $\Re_{Sj}$ dans $\Re$ ont ensuite été regroupés avec la position de l'origine O_j de $\Re_{Sj}$, dans des matrices homogènes 4×4, proposées par Legnani *et al.* (1996) [199] à partir des travaux antérieurs de Denavit et Hartenberg (1955) [100] :

$$M_{\Re_{Sj}}^{\Re} = \left[\begin{array}{ccc|c} x_{x_{Sj}} & x_{y_{Sj}} & x_{z_{Sj}} & x_{O_j} \\ y_{x_{Sj}} & y_{y_{Sj}} & y_{z_{Sj}} & y_{O_j} \\ z_{x_{Sj}} & z_{y_{Sj}} & z_{z_{Sj}} & z_{O_j} \\ \hline 0 & 0 & 0 & 1 \end{array}\right] \quad (132)$$

Dont la dernière ligne permet simplement de faciliter les produits matriciels.

Les coordonnées des centres de masse segmentaires (G_j), connues dans $\Re_{Sj}$ à partir du modèle anthropométrique du Sujet, pouvaient alors être exprimées dans $\Re$ en multipliant la matrice de position par les coordonnées homogènes de G_j dans $\Re_{Sj}$:

$$\left(G_j\right)_{\Re} = M^{\Re}_{\Re_{Sj}} \left(G_j\right)_{\Re_{Sj}} \tag{133}$$

C'est-à-dire :

$$\begin{bmatrix} x_{G_j} \\ y_{G_j} \\ z_{G_j} \\ 1 \end{bmatrix}_{\Re} = \left[\begin{array}{ccc|c} x_{x_{Sj}} & x_{y_{Sj}} & x_{z_{Sj}} & x_{O_j} \\ y_{x_{Sj}} & y_{y_{Sj}} & y_{z_{Sj}} & y_{O_j} \\ z_{x_{Sj}} & z_{y_{Sj}} & z_{z_{Sj}} & z_{O_j} \\ \hline 0 & 0 & 0 & 1 \end{array}\right] \begin{bmatrix} x_{G_j} \\ y_{G_j} \\ z_{G_j} \\ 1 \end{bmatrix}_{\Re_{Sj}} \tag{134}$$

La position du centre de masse global du Sujet était ensuite calculée par le barycentre des positions de ses seize centres de masses segmentaires, pondérées par leurs masses respectives :

$$\overrightarrow{OG_s} = \frac{\sum_{j=1}^{16} \left(m_j \overrightarrow{OG_j}\right)}{\sum_{j=1}^{16} m_j} \tag{135}$$

La vitesse du centre de masse global du Sujet était enfin obtenue en dérivant son vecteur position par rapport au temps :

$$\vec{v}_{G_s/\Re} = \left(\frac{d\overrightarrow{OG_s}}{dt}\right)_{\Re} \tag{136}$$

Pour déterminer les vitesses des segments dans $\Re$, les différentes matrices homogènes de position des segments ($M^{\Re}_{G_j \in \Re_{Sj}}$) ont été centrées sur les centres de masses segmentaires G_i et s'écrivaient ainsi :

$$M^{\Re}_{G_j \in \Re_{Sj}} = \left[\begin{array}{ccc|c} x_{x_{Sj}} & x_{y_{Sj}} & x_{z_{Sj}} & x_{G_j} \\ y_{x_{Sj}} & y_{y_{Sj}} & y_{z_{Sj}} & y_{G_j} \\ z_{x_{Sj}} & z_{y_{Sj}} & z_{z_{Sj}} & z_{G_j} \\ \hline 0 & 0 & 0 & 1 \end{array}\right] \quad (137)$$

La dérivation de cette matrice par rapport au temps a permis de calculer les six composantes des torseurs cinématiques (Doriot et Chèze, 2004) [108] des seize segments du Sujet. Les matrices de vitesses se présentaient alors sous la forme suivante :

$$V^{\Re}_{G_j \in \Re_{Sj}} = \left[\begin{array}{ccc|c} 0 & -\omega_{z\left(\Re_{Sj}/\Re\right)} & \omega_{y\left(\Re_{Sj}/\Re\right)} & v_{x_{G_j}/\Re} \\ \omega_{z\left(\Re_{Sj}/\Re\right)} & 0 & -\omega_{x\left(\Re_{Sj}/\Re\right)} & v_{y_{G_j}/\Re} \\ -\omega_{y\left(\Re_{Sj}/\Re\right)} & \omega_{x\left(\Re_{Sj}/\Re\right)} & 0 & v_{z_{G_j}/\Re} \\ \hline 0 & 0 & 0 & 1 \end{array}\right] \quad (138)$$

2.4.1.2. Grandeurs énergétiques

Pour calculer l'énergie cinétique de chaque segment du Sujet, la masse et le tenseur d'inertie ont été déterminés à partir des relations fournies par le modèle anthropométrique de Dumas *et al.*, (2007,a,b,c) [112, 113,114]. L'énergie cinétique totale du Sujet a été calculée en additionnant les énergies cinétiques des 16 segments du Sujet (n_S=16) à l'aide de l'expression (83) du modèle mécanique.

$$E_c\ \{Sujet\} = \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{16} m_j\ \vec{v}_{G_j/\Re}{}^2 + \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{16} \vec{\Omega}_{\Re_j/\Re^*_f} \cdot \left(J_j\ \vec{\Omega}_{\Re_j/\Re^*_f}\right)$$

L'énergie cinétique totale du Sujet a ensuite été décomposée à l'aide des expressions (87) et (88) du modèle mécanique (cf. p. 130) de façon à faire apparaître l'énergie cinétique de son centre de masse ($E_{c\ Ext}{}^{Sujet}$) et l'énergie cinétique de gesticulation de ses segments ($E_{c\ Ges}{}^{Sujet}$) :

$$E_{cExt}\ \{Sujet\} = \frac{1}{2}\ m_s\ \vec{v}_{G_s/\Re}{}^2$$

$$E_{cGes}\ \{Sujet\} = \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{16} m_j\ \vec{v}_{G_j/\Re_S^*}{}^2 + \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{16} \vec{\Omega}_{\Re_j/\Re_f^*} \cdot J_j\ \vec{\Omega}_{\Re_j/\Re_f^*}$$

2.4.2. FRET-1

Pour accéder à la puissance mécanique des efforts externes au système {Sujet + FRM}, il était nécessaire de déterminer la puissance mécanique des résistances au roulement. La méthode a été développée pour être utilisée à partir des seules données du FRET-1, ce qui permet d'envisager son application lors de déplacement sur une distance beaucoup plus longue que ce que permet un système vidéographique 3-D.

2.4.2.1. Calcul des paramètres dynamiques non mesurés

2.4.2.1.1. Le poids du Sujet et le poids du FRET-1

Les poids du Sujet et du FRET-1 étaient nécessaires au calcul des bilans des forces externes appliquées sur le FRET-1 (cf. eq. (38), p. 112), sur le Sujet (cf. eq. (41), p. 114) et sur le système {Sujet + FRM} (cf. eq.(49), p. 118). Les moments créés par ces forces étaient également nécessaires au calcul des bilans des moments externes appliqués sur le FRET-1 (cf. eq. (39), p. 112), sur le Sujet (cf. eq. (45), p. 117) et sur le système {Sujet + FRM} (cf. eq. (53), p. 119).

Le poids du Sujet ($\vec{P}_S$) a été déterminé à partir de la résultante des forces appliquées par le Sujet sur le siège ($\overrightarrow{F_S}$) au début de chaque acquisition, lorsque le Sujet était immobile sur le FRET-1 sans toucher les mains courantes. Les composantes du poids du Sujet s'écrivaient alors :

$$\vec{P}_S = \begin{pmatrix} 0 \\ -F_S \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re} \qquad (139)$$

Le poids du FRET-1 à été calculé en multipliant sa masse (m_f), connue par la modélisation inertielle, par l'accélération de la gravité ($\vec{g}$) :

$$\vec{P}_{frm} = m_f \ \vec{g} \tag{140}$$

Soit :

$$\vec{P}_{frm} = m_f \begin{pmatrix} 0 \\ -g \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re} \tag{141}$$

Le moment créé par $\vec{P}_{frm}$ en O_f a ensuite été calculé par :

$$\overrightarrow{M}_{O_f}(\vec{P}_{frm}) = \overrightarrow{O_f G_f} \wedge \vec{P}_{frm}$$

Et, comme la position de G_f était constante dans $\Re_f$, le moment du poids du FRET-1 était toujours égal à :

$$\left(\overrightarrow{M}_{O_f}(\vec{P}_{frm})\right)_{\Re_f} = \begin{pmatrix} x_{G_f} \\ y_{G_f} \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ -m_f \ g \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Où seule la composante transversale n'était pas nulle :

$$\left(\overrightarrow{M}_{O_f}(\vec{P}_{frm})\right)_{\Re_f} = \left(-m_f \ g \ x_{G_f}\right) \vec{k}_f \tag{142}$$

2.4.2.1.2. Les forces de réaction du sol

La détermination des composantes antéropostérieures et normales des forces de réaction du sol est détaillée dans les deux paragraphes qui suivent. Les composantes transversales n'ont quant-à elles pas été détaillées puisqu'il n'y avait pas de glissement latéral ni de pivotement des quatre roues du FRET-1 sur le sol.

2.4.2.1.2.1. Les composantes antéropostérieures

Les composantes antéropostérieures des forces de réaction du sol (R_{1Gx} et R_{1Dx}) sur les roulettes avant gauche et droite, respectivement, sont déterminées par les valeurs des composantes normales pondérées du rapport entre le paramètre de roulement λ_1 et le rayon des roulettes r_1 (cf. eq. (28), p. 103) :

$$R_{x(sol\to 1G)} = -\frac{\lambda_1 R_{N1G}}{r_1} + \frac{I_{1zz}\,\dot{\Omega}_{z\Re_{1G}/\Re_{3G}}}{r_1}$$

$$\text{et :} \qquad R_{x(sol\to 1D)} = -\frac{\lambda_1 R_{N1D}}{r_1} + \frac{I_{1zz}\,\dot{\Omega}_{z\Re_{1D}/\Re_{3D}}}{r_1}$$

En négligeant l'influence de la dynamique des roulettes mettant en jeu les inerties de rotation (ce qui représente 0,01 $\dot{\omega}_{z\Re_1/\Re_3}$ newtons pour chaque roulette) puis en additionnant ces deux expressions, la composante antéropostérieure résultante des forces de réaction exercée par le sol sur les deux roulettes avant s'écrit :

$$R_{x(sol\to 1)} = R_{x(sol\to 1G)} + R_{x(sol\to 1G)} \Leftrightarrow R_{x(sol\to 1)} = -\frac{\lambda_1}{r_1} R_{N1} \qquad (143)$$

Au niveau des roues arrière, les composantes R_{2Gx} et R_{2Dx} ont été déterminées à partir de l'expression (33) (cf. p. 108) :

$$R_{x(sol\to 2G)} = -\frac{M_{propG}}{r_2} - \frac{\lambda_2 R_{N2G}}{r_2} + \frac{I_{2zz}\,\dot{\Omega}_{z\Re_{2G}/\Re_f}}{r_2}$$

$$R_{x(sol\to 2D)} = -\frac{M_{propD}}{r_2} - \frac{\lambda_2 R_{N2D}}{r_2} + \frac{I_{2zz}\,\dot{\Omega}_{z\Re_{2D}/\Re_f}}{r_2}$$

Où la dernière partie des deux expressions précédentes correspond à l'influence de la dynamique des roues arrière. Or, cette part étant relativement faible par rapport aux

autres quantités (elle représente 0,53 $\dot{\omega}_{z\Re_2/\Re_f}$ newtons pour chacune des roues arrière), celle-ci a été négligée. Les deux expressions précédentes pouvaient alors s'écrire :

$$R_{x(sol\to 2G)} = -\frac{M_{propG}}{r_2} - \frac{\lambda_2 R_{N2G}}{r_2}$$

$$R_{x(sol\to 2D)} = -\frac{M_{propD}}{r_2} - \frac{\lambda_2 R_{N2D}}{r_2}$$

En additionnant ces deux expressions, on obtient la composante antéropostérieure de la force de réaction exercée par le sol sur les deux roues arrière :

$$R_{x(sol\to 2)} = R_{x(sol\to 2G)} + R_{x(sol\to 2D)} \Leftrightarrow R_{x(sol\to 2)} = -\frac{M_{propG} + M_{propD}}{r_2} - \frac{\lambda_2}{r_2} R_{N2} \qquad (144)$$

Les équations (143) et (144) montrent que pour calculer $R_{x(sol\to 1)}$ et $R_{x(sol\to 2)}$, il était nécessaire de connaitre les composantes normales des forces de réaction du sol sur les roues avant et arrière du FRET-1 (R_{N1} et R_{N2}) ainsi que les paramètres de roulement (λ_1 et λ_2) des roues avant et arrière. La détermination des composantes normales est détaillée au paragraphe suivant tandis que la détermination des paramètres de roulement est présentée au paragraphe consacré aux moments de résistance au roulement $\overrightarrow{M}_{R1}$ et $\overrightarrow{M}_{R2}$ (cf. § 2.4.2.1.3.2).

2.4.2.1.2.2. Les composantes normales

Pour déterminer les composantes normales des forces de réaction du sol appliquées sur les roues du FRET-1, il fallait utiliser l'équation des moments appliqués sur le FRET-1 et faire le choix de calculer soit la composante normale appliquée sous les roulettes avant (R_{N1}), soit celle appliquée sous les roues arrière (R_{N2}). Il a été choisi de

commencer par calculer R_{N1}, puis R_{N2} a été déduite de l'expression (38) correspondant au bilan des forces externes appliquées sur le FRET-1 (cf. p. 112).

<u>Détermination de la composante normale sous les roulettes avant :</u> R_{N1}

Pour déterminer R_{N1}, l'expression (39) (cf. p. 112) a été récrite en réduisant l'expression des moments externes au FRET-1 à son centre de masse (G_f). Après développement (cf. Annexe 9), R_{N1} pouvait alors être déterminée à partir de l'expression suivante :

$$\left(e+\lambda_1\frac{(r_1-r_2)}{r_1}+y_{G_f}\left(\frac{\lambda_2}{r_2}-\frac{\lambda_1}{r_1}\right)\right)R_{N1}=-\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{G_f}\right)P_{frm}-\left(y_{G_f}-y_{A_S}\right)F_{x(S\to4)}-\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{A_S}\right)F_{y(S\to4)}$$
$$-M_{zA_S(S\to4)}-\left(y_{G_f}\right)F_{x(S\to2)}-\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}\right)F_{y(S\to2)}+\left(\frac{y_{G_f}}{r_2}\right)M_{prop}-\left(\frac{I_{1zz}\left(r_2-r_1+y_{G_f}\right)}{r_1^{\,2}}+\frac{I_{2zz}y_{G_f}}{r_2^{\,2}}\right)\gamma_{G_f x}$$

(145)

Après simplification liée à l'application numérique dans le cas du FRET-1 (cf. Annexe 9), cette expression peut s'écrire :

$$R_{N1}=\frac{-x_{G_f}P_{frm}-\left(\left(y_{G_f}-y_{A_S}\right)F_{x(S\to4)}+x_{A_S}F_{y(S\to4)}+M_{zA_S(S\to4)}\right)-y_{G_f}F_{x(S\to2)}+\left(\frac{y_{G_f}}{r_2}\right)M_{prop}}{\left(e+\lambda_1\frac{(r_1-r_2)}{r_1}\right)}$$

(146)

Où :

- P_{frm} est connue d'après la modélisation inertielle du FRET ;
- F_{Sx}, F_{Sy} et M_{Sz} sont mesurés par le dynamomètre du siège ;

- F_{mcx} et M_{prop} sont mesurés par les dynamomètres des mains courantes.

En outre, cette expression montre que R_{N1} :

- augmente avec l'intensité du moment créé par le poids du FRM, c'est-à-dire avec la masse du FRM et l'avancée de la position de son centre de masse ;
- augmente avec la hauteur du siège par rapport au centre de masse du FRM lorsque F_{Sx} est positive et diminue avec cette hauteur lorsque F_{Sx} est négative. ($\left(y_{A_S} - y_{G_f}\right)F_{Sx}$)
- Augmente avec le poids du Sujet (F_{Sy}) et l'avancée du Sujet sur le siège ($-x_{A_S}F_{Sy}$) (*ps :* F_{Sy} <0) ;
- Diminue avec l'intensité du moment propulsif (*ps :* M_{prop} <0). Cependant, cette influence est d'autant plus faible que la hauteur du centre de masse du FRM est proche de l'axe des roues arrière.
- Diminue avec l'empattement.

En remplaçant les constantes connues dans l'expression (146), celle-ci devient :

$$R_{N1} = \frac{5,385g - \left(0,095F_{x(S\to4)} - 0,017F_{y(S\to4)} + M_{zA_S(S\to4)}\right) - 0,06F_{x(S\to2)} + 0,2M_{prop}}{\left(0,33 - \frac{0,23}{0,07}\lambda_1\right)} \quad (147)$$

Cette dernière expression montre qu'il était nécessaire de connaître la valeur du paramètre de roulement λ_1 pour déterminer R_{N1}.

Détermination de la composante normale sous les roues arrière : R_{N2}

Pour déterminer R_{N2}, l'expression (38), présentant le bilan des forces externes appliquées sur le FRET-1, a été utilisée en distinguant les forces appliquées sur les mains courantes gauche et droite :

$$\sum \vec{F}_{Ext\ \{FRM\}} = \vec{P}_{frm} + \vec{F}_{(S\to 2G)} + \vec{F}_{(S\to 2D)} + \vec{F}_{(S\to 4)} + \vec{R}_{(sol\to 1)} + \vec{R}_{(sol\to 2)} \quad (148)$$

En appliquant le principe fondamental de la dynamique, cette expression est égale au produit de la masse du FRET-1 (m_f) par l'accélération de son centre de masse ($\vec{\gamma}_{G_f}$) :

$$\vec{P}_{frm} + \left(\vec{F}_{(S\to 2G)} + \vec{F}_{(S\to 2G)}\right) + \vec{F}_{(S\to 4)} + \vec{R}_{(sol\to 1)} + \vec{R}_{(sol\to 2)} = m_f \vec{\gamma}_{G_f/\Re} \quad (149)$$

Or, tant que les quatre roues du FRET-1 restaient en contact avec le sol, l'accélération verticale du FRET-1 était nulle (déplacement horizontal) :

$$\vec{\gamma}_{G_f/\Re} = \begin{pmatrix} \gamma_{G_f\ x} \\ 0 \\ \gamma_{G_f\ z} \end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Ce qui permet d'écrire :

$$\begin{pmatrix} 0 \\ -m_f g \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{x(S\to 2G)} \\ F_{y(S\to 2G)} \\ F_{z(S\to 2G)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{x(S\to 2D)} \\ F_{y(S\to 2D)} \\ F_{z(S\to 2D)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{x(S\to 4)} \\ F_{y(S\to 4)} \\ F_{z(S\to 4)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} R_{x(sol\to 1G)} + R_{x(sol\to 1D)} \\ R_{N1} \\ R_{z(sol\to 1G)} + R_{z(sol\to 1D)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} R_{x(sol\to 2G)} + R_{x(sol\to 2D)} \\ R_{N2} \\ R_{z(sol\to 2G)} + R_{z(sol\to 2D)} \end{pmatrix} = m_f \begin{pmatrix} \gamma_{G_f\ x} \\ 0 \\ \gamma_{G_f\ z} \end{pmatrix}$$

(150)

Où R_{N2} peut alors être calculé à partir de la seconde ligne de l'expression (150) :

$$-m_f g + F_{y(S\to 2G)} + F_{y(S\to 2D)} + F_{y(S\to 4)} + R_{N1} + R_{N2} = 0$$

Soit :

$$\boxed{R_{N2} = -\left(-m_f g + F_{y(S\to 2G)} + F_{y(S\to 2D)} + F_{y(S\to 4)} + R_{N1}\right)} \qquad (151)$$

Où

- m_f est connue (37,92 kg) d'après la modélisation inertielle du FRET ;
- $F_{y(S\to 2G)}$, $F_{y(S\to 2D)}$ sont mesurées par les dynamomètres des mains courantes gauche et droite, respectivement ;
- $F_{y(S\to 4)}$ est mesurée par le dynamomètre du siège ;
- et R_{N1} est calculée à l'aide de l'équation (147).

2.4.2.1.3. Les moments de résistance au roulement

2.4.2.1.3.1. Modèle

Les moments de résistance au roulement et au pivotement des roulettes avant gauche et droite étaient donnés par la relation (27) du modèle mécanique. Par ailleurs, comme le déplacement était rectiligne, ces moments pouvaient être directement exprimés dans $\Re_f$.

$$\overrightarrow{M}_{R1} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\lambda_1 R_{z(sol\to 1)} + \kappa_1 R_{N1} \\ \lambda_1 R_{N1} \end{pmatrix}_{I_1/\Re_f} \qquad (152)$$

$$\overrightarrow{M}_{R2} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\lambda_2 R_{z(sol\to 2)} + \kappa_2 R_{N2} \\ \lambda_2 R_{N2} \end{pmatrix}_{I_2/\Re_f} \quad (153)$$

En outre, étant donné que le déplacement était réalisé en ligne droite, la puissance de la résistance au pivotement était nulle, ce qui permettait de centrée l'étude des moments de résistance sur la résistance au roulement des quatre roues du FRET-1 (suivant $\vec{k}_f$).

2.4.2.1.3.2. Détermination expérimentale des paramètres de roulements

Pour calculer les composantes antéropostérieures et normales des forces de réaction du sol ainsi que les moments de résistance au roulement, il était nécessaire de connaître les paramètres de roulement λ_1 et λ_2 des roues avant et arrière, respectivement.

Pour cela, des tests de décélération ont été réalisés préalablement aux expérimentations avec le Sujet et sur le lieu même des mesures, suivant la méthodologie décrite par de Saint Rémy (2005) [96]. Le test consistait à pousser le FRET-1 pour lui donner une vitesse initiale, puis à le laisser décélérer, sous l'effet des seules résistances à l'avancement. Les tests se sont déroulés sur un sol horizontal et en vérifiant que la trajectoire du FRET-1 restait rectiligne.

Le bilan des forces externes au système {Sujet + FRM} pendant la phase de décélération était égal au produit de la masse totale du système par l'accélération de son centre de masse. Ce bilan a déjà été donné par l'expression (51) (cf. p. 119) :

$$\vec{P}_S + \vec{P}_{frm} + \vec{R}_{(sol\to 1)} + \vec{R}_{(sol\to 2)} = m_s \vec{\gamma}_{G_s/\Re} + m_f \vec{\gamma}_{G_f/\Re}$$

En remplaçant le Sujet par des masses additionnelles, son accélération $\vec{\gamma}_{G_s/\Re}$ dans $\Re$ était égale à celle du FRET-1 puisque le déplacement était rectiligne. L'expression précédente s'écrivait alors :

$$\vec{P}_{masses}+\vec{P}_{frm}+\vec{R}_{(sol\to1)}+\vec{R}_{(sol\to2)}=\left(m_{masses}+m_f\right)\vec{\gamma}_{G_f/\Re} \qquad (154)$$

Où m_{masses} et $\vec{P}_{masses}$ représentaient, respectivement, la masse et le poids des masses additionnelles disposées sur le FRET-1. Par ailleurs, en appliquant l'équation (139) (cf. p. 177) à ce cas particulier :

$$\vec{P}_{masses}=\vec{F}_{(S\to4)}$$

Où :

- $\vec{F}_{(S\to4)}$ était mesurée par le dynamomètre du siège et m_{masses} était déterminé en divisant la valeur de $\vec{F}_{(S\to4)}$ par celle de $\vec{g}$;
- $\vec{P}_{frm}$ et m_f étaient connus à partir de la modélisation inertielle du FRET-1 ;
- et $\vec{\gamma}_{G_f/\Re}$ était mesurée par l'accéléromètre du FRET-1.

Pour déterminer les inconnues $\vec{R}_{(sol\to1)}$ et $\vec{R}_{(sol\to2)}$, l'expression précédente a été développée dans la base $(\vec{i}_f,\vec{j}_f,\vec{k}_f)$, où seule la première composante de $\vec{\gamma}_{G_f}$ n'était pas nulle puisque le déplacement était rectiligne et horizontal :

$$\begin{pmatrix}0\\-F_{y(S\to4)}\\0\end{pmatrix}+\begin{pmatrix}0\\-m_f\ g\\0\end{pmatrix}+\begin{pmatrix}R_{x(sol\to1)}\\R_{N1}\\R_{z(sol\to1)}\end{pmatrix}+\begin{pmatrix}R_{x(sol\to2)}\\R_{N2}\\R_{z(sol\to2)}\end{pmatrix}=\left(m_{masses}+m_f\right)\begin{pmatrix}\gamma_{G_f\ x}\\0\\0\end{pmatrix} \qquad (155)$$

En remplaçant $R_{x(sol\rightarrow 1)}$ et $R_{x(sol\rightarrow 2)}$ par les expressions (143) et (144), (cf. p. 179 et p. 180) le bilan des forces externes au système {FRM + masses additionnelles} suivant $\vec{i}_f$ était :

$$\boxed{-\lambda_1 \frac{R_{N1}}{r_1} - \lambda_2 \frac{R_{N2}}{r_2} = \left(m_{masses} + m_f \right) \gamma_{G_f x}} \quad (156)$$

Dans la réalité, la décélération subie par le FRET-1 incluait à la fois les frottements de roulement et les frottements aux paliers des quatre roues : les résistances des axes des roues étaient donc incluses dans les paramètres de roulements λ_1 et λ_2 calculés.

Pour déterminer λ_1 et λ_2 expérimentalement, quatre séries de quinze tests de décélération ont été réalisées avec deux masses additionnelles (50 kg et 90 kg) positionnées successivement à l'arrière et à l'avant de l'assise du FRET-1 [96]. Ces quatre conditions permettaient de faire varier R_{N1} et R_{N2}. Une fois que R_{N1} et R_{N2} étaient connues grâce aux équations (157) et (158) (cf. ci-dessous), λ_1 et λ_2 ont été déterminés à l'aide de régressions des moindre carrés sur l'ensemble des résultats des tests de décélération.

Cependant, la détermination des paramètres de roulement nécessitait de connaitre R_{N1} (cf. eq. (146) p. 181) qui faisait déjà intervenir le paramètre de roulement λ_1. Aussi, il a été choisi de procéder à l'aide une méthode itérative où λ_1 était remplacé par une constante temporaire $\lambda_{temporaire}$ pour calculer R_{N1} et R_{N2}. A la première itération, $\lambda_{temporaire}$ était choisi nul et les paramètres λ_1 et λ_2 étaient déterminés par des régressions linéaires des moindres carrés sur les résultats des tests de décélération. A la seconde itération, le paramètre $\lambda_{temporaire}$ était posé égal à λ_1. Les paramètres de

roulement λ_1 et λ_2 étaient alors à nouveau déterminés par la méthode des moindres carrés. La procédure était répétée jusqu'à ce que λ_1 calculé par la régression soit égal à $\lambda_{temporaire}$ avec une précision de 10^{-6} mètre, choisie en référence aux valeurs des paramètres de roulement rapportées dans la littérature spécialisée et comprises entre 0,007 et 0,014 m pour les pneus d'automobile (National Academy of Sciences, Transportation Research Board, 2006 [228]).

Comme le dossier du FRET-1 n'avait pas été ôté lors des tests de décélérations, la masse et le poids du FRET-1 ainsi que le moment créé en O_f créé par $\vec{P}_{frm}$ étaient différents de ceux utilisés pour l'expérimentation avec le Sujet. Dans ce cas, R_{N1} et R_{N2} ont donc été calculés comme suit :

$$R_{N1} = \frac{5,509\ g + 0,107 F_{x(S\to 4)} + 0,017 F_{y(S\to 4)} - M_{zA_S(S\to 4)}}{\left(0,33 - \frac{0,23}{0,07}\lambda_1\right)} \quad (157)$$

$$R_{N2} = -\left(-39,07 g + F_{y(S\to 4)} + \frac{5,509\ g + 0,107 F_{x(S\to 4)} + 0,017 F_{y(S\to 4)} - M_{zA_S(S\to 4)}}{\left(0,33 - \frac{0,23}{0,07}\lambda_1\right)}\right) \quad (158)$$

2.4.2.2. Paramètres cinématiques du FRET-1

Les capteurs potentiométriques de position angulaire ont permis de mesurer l'orientation des référentiels $\Re_{2G}$ et $\Re_{2D}$ des roues arrière par rapport à $\Re_f$. La dérivation de ces angles par rapport au temps a ainsi permis de calculer les composantes transversales des vitesses de rotation $\vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re_f}$ et $\vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re_f}$ (cf. § 1.1.3.1.2 du présent chapitre).

Dans les conditions de roulement sans glissement, les vitesses angulaires des roues arrière dans $\Re_f$ permettaient de calculer $\vec{v}_{O_{2G}/\Re}$ et $\vec{v}_{O_{2D}/\Re}$, exprimées dans la base $(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)$:

$$\vec{v}_{O_{2G}/\Re} = -r_2 \, \vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re_f} \tag{159}$$

$$\vec{v}_{O_{2D}/\Re} = -r_2 \, \vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re_f} \tag{160}$$

L'application de l'expression (8) (cf. p. 88) du modèle mécanique permettait d'exprimer le torseur cinématique du châssis dans $\Re$ et de vérifier que le déplacement était bien rectiligne :

$$\left\{T_c\right\}_{O_f \in \Re_f/\Re} = \left\{ \begin{array}{c} \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \\ \frac{1}{2}\left(\vec{v}_{O_{2G}/\Re} + \vec{v}_{O_{2D}/\Re}\right) \end{array} \right\}$$

Où $\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}$ était calculée à partir de l'expression (10) (cf. p. 89) et devait être nulle puisque le déplacement était rectiligne et horizontal.

2.4.2.3. Energie cinétique

L'énergie cinétique du FRM a été calculée en appliquant l'équation (76) (cf. p. 127) du modèle mécanique, rappelée ci-dessous, et en utilisant les données du FRET-1 :

$$E_c\{FRM\} = \tfrac{1}{2} m_f \vec{v}^{\,2}_{G_f/\Re} + \tfrac{1}{2} \sum_{i=1}^{7} \left(m_i \vec{v}^{\,2}_{G_i/\Re^*_f} \right) + \tfrac{1}{2} \sum_{i=1}^{7} \left(\vec{\Omega}_{\Re_i/\Re^*_f} \cdot J_j \vec{\Omega}_{\Re_i/\Re^*_f} \right)_{\Re}$$

L'énergie cinétique du FRM a également été décomposée de manière à distinguer les composantes de translation ($E_{cT}\ \{FRM\}$) et de rotation ($E_{cR}\ \{FRM\}$) à l'aide des expressions (74) et (75) du modèle mécanique.

Cependant, dans le cas d'un déplacement rectiligne et horizontal, la vitesse du centre de masse du FRET-1 était égale à celle d'origine O_f du référentiel du FRM et les vitesses relatives des sept éléments du FRET-1 dans le référentiel barycentrique, contenues dans le deuxième terme l'équation (76), étaient nulles. En outre, puisque les vitesses de rotation de l'ensemble {châssis + siège} et des deux fourchettes avant étaient nulles, seules les quatre roues du FRET-1 possédaient une énergie cinétique de rotation. L'expression de l'énergie cinétique totale du FRM s'écrivait alors :

$$E_c\ \{FRM\}=\tfrac{1}{2}\ m_f\ \vec{v}_{O_f/\Re}{}^2+\tfrac{1}{2}\sum_{i=1}^{4}\left(\vec{\Omega}_{\Re_i/\Re_f^*}\cdot J_i\vec{\Omega}_{\Re_i/\Re_f^*}\right)_{\Re} \tag{161}$$

Et dans ce cas, ses composantes de translation et de rotation étaient données par les expressions suivantes :

$$E_{cT}\ \{FRM\}=\tfrac{1}{2}\ m_f\ \vec{v}_{O_f/\Re}{}^2 \tag{162}$$

$$E_{cR}\ \{FRM\}=\tfrac{1}{2}\sum_{i=1}^{4}\left(\vec{\Omega}_{\Re_i/\Re_f^*}\cdot J_i\ \vec{\Omega}_{\Re_i/\Re_f^*}\right)_{\Re} \tag{163}$$

Résumé du Chapitre III

Ce chapitre a permis de présenter le matériel et les méthodes utilisés pour mesurer ou calculer les paramètres mécaniques nécessaires à l'estimation de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}. Pour cela, un système 3-D d'analyse du mouvement (Motion Analysis) composé de six caméras a permis de mesurer la cinématique du Sujet et, par suite, de calculer les torseurs cinématiques de tous ses segments. Simultanément, un fauteuil roulant instrumenté (FRET-1), conçu et développé au L.I.M.O.S., a été utilisé pour déterminer la cinématique du FRM ainsi que les efforts appliqués par le Sujet sur le FRM. Le Sujet a été modélisé par 16 segments rigides et indéformables dont les caractéristiques inertielles ont été calculées à partir des données de Dumas *et al.* (2007a, b c). Les caractéristiques inertielles du FRET-1 ont été calculées à partir d'une modélisation géométrique fine des éléments qui le compose.

L'étude a été réduite à des déplacements en ligne droite et sur le plat, ce qui a permis de simplifier le modèle mécanique, et d'accéder notamment à l'estimation en continu des moments de résistance au roulement à partir des seules données du FRET-1. Au total, le Sujet (jeune et valide) a réalisé dix déplacements d'environ sept mètres à allure de confort et cinq déplacements à allure plus rapide avec pour seule consigne de veiller à maintenir les quatre roues du FRM en contact avec le sol.

Afin de déterminer les paramètres de résistance au roulement des roues avant et arrière, quatre séries de douze tests de décélération ont été réalisées avec le FRET-1 sur la même surface que les expérimentations avec le Sujet.

CHAPITRE IV :

RESULTATS

1. Détermination des paramètres de roulement

Pour déterminer les paramètres de roulement λ_1 et λ_2, il a été nécessaire de traiter les quatre séries de tests de décélération (Tableau 10). Pour chaque série, douze essais ont été réalisés et traités, mais seulement dix essais ont été retenus après suppression de ceux qui présentaient une évolution anormale de l'accélération au cours du test.

	Modalité	Nombre d'essais	Masse additionnelle (kg)	R_{N1} (N)	R_{N2} (N)	Accélération (m/s^2)	F_{ra} (N)
Série 1	50 kg arrière	10	49,6 (±0,2)	343 (±1)	527 (±2)	-0,152 (±0,013)	-13,5 (±1,1)
Série 2	50 kg avant	10	49,6 (±0,7)	566 (±2)	303 (±6)	-0,216 (±0,018)	-19,1 (±1,6)
Série 3	90 kg arrière	10	89,7 (±0,2)	489 (±2)	774 (±3)	-0,179 (±0,025)	-23,0 (±3,2)
Série 4	90 kg avant	10	88,6 (±0,3)	857 (±5)	395 (±6)	-0,245 (±0,015)	-31,3 (±1,9)

Tableau 10 : Résultats des quatre séries de tests de décélération.

Pour les quatre séries, les deux masses additionnelles, d'environ 50 kg et 90 kg, ont été mesurées par le dynamomètre du siège. Pour les deux premières séries, la masse mesurée était bien identique tandis qu'une différence d'un peu plus d'un kilogramme a été observée entre la troisième et la quatrième série. La répartition antéropostérieure des masses additionnelles s'est bien traduite par une variation notable de R_{N1} et R_{N2} entre les deux premières séries, d'une part, et entre les deux dernières, d'autre part.

Les forces de résistance à l'avancement calculées d'après les accélérations mesurées étaient comprises entre -13,5 N et -31,3 N pour la première et la quatrième série, respectivement. Les écarts-types étaient compris entre 1 et 2 N, sauf pour la troisième série où l'écart-type dépassait 3 N. La comparaison de F_{ra} entre les quatre séries montre que cette force augmentait avec la masse (1ère *vs* 3ème séries et 2ème *vs* 4ème séries) et avec l'avancement des masses sur le siège (1ère vs 2ème séries et 3ème vs 4ème série).

Les résultats de l'ensemble des tests de décélération ont permis de calculer les paramètres de roulement $\lambda_1 = 2,227\times10^{-3}$ mm et $\lambda_2 = 2,240\times10^{-3}$ mm qui pouvaient être considérés comme équivalents. En remplaçant les rayons des roues avant (r_1) et arrière (r_2) par leurs valeurs dans l'équation de calcul de F_{ra}, celle-ci s'écrivait :

$$F_{ra} = -\left(2,227\times\frac{R_{N1}}{0,07} + 2,240\times\frac{R_{N2}}{0,30} \right)\times10^{-3}$$

Soit :

$$\boxed{F_{ra} = -\left(0,0318\times R_{N1} + 0,0081\times R_{N2} \right)} \qquad (164)$$

Bien que les paramètres de roulement des roulettes avant et des roues arrière soient équivalents, l'expression (164) montre que F_{ra} est beaucoup plus sensible à R_{N1} qu'à R_{N2} en raison du plus faible rayon des roulettes avant. Ainsi, pour une même valeur de réaction normale, F_{ra1} était preque quatre fois supérieure à F_{ra2}, du fait du rapport entre r_2 et r_1 qui était égal à 4,3.

La comparaison entre les valeurs des forces de freinage mesurées et celles estimées à partir de l'expression (164) est présenté à la Figure 33. Le coefficient de détermination (r^2) entre les valeurs mesurées et les valeurs estimées était égal à 0,90.

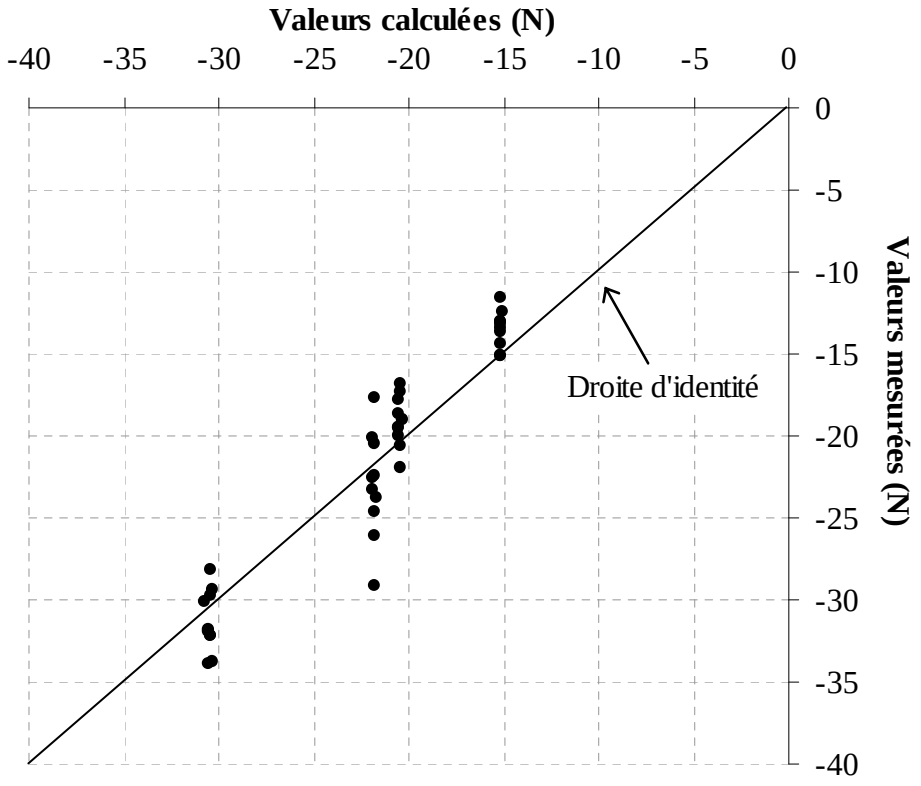


Figure 33 : Représentation des valeurs mesurées de la résultante des forces de freinage en fonction des valeurs calculées.

2. Analyse de la propulsion en situation réelle

Etant donné que le nombre de paramètres dynamiques et cinématiques impliqués dans le calcul des paramètres énergétiques du Sujet se propulsant en FRM était très important, seuls les résultats d'un essai sont détaillés dans les pages suivantes. Par contre, les résultats finaux de la puissance mécanique moyenne du Sujet prennent en compte les quinze essais réalisés.

2.1. Synchronisation des systèmes de mesure

Tout d'abord, il a été nécessaire de synchroniser les deux systèmes de mesure : le FRET-1 et le système d'analyse vidéographique 3-D. L'instant de synchronisation des données du FRET-1 a été déterminé à partir de la valeur maximale de la norme de la force créée par le choc du maillet sur la main courante gauche et mesurée par le dynamomètre de la roue gauche. Dans l'exemple présenté (Figure 34), l'instant de synchronisation était situé 2,708 secondes après le début de l'enregistrement.

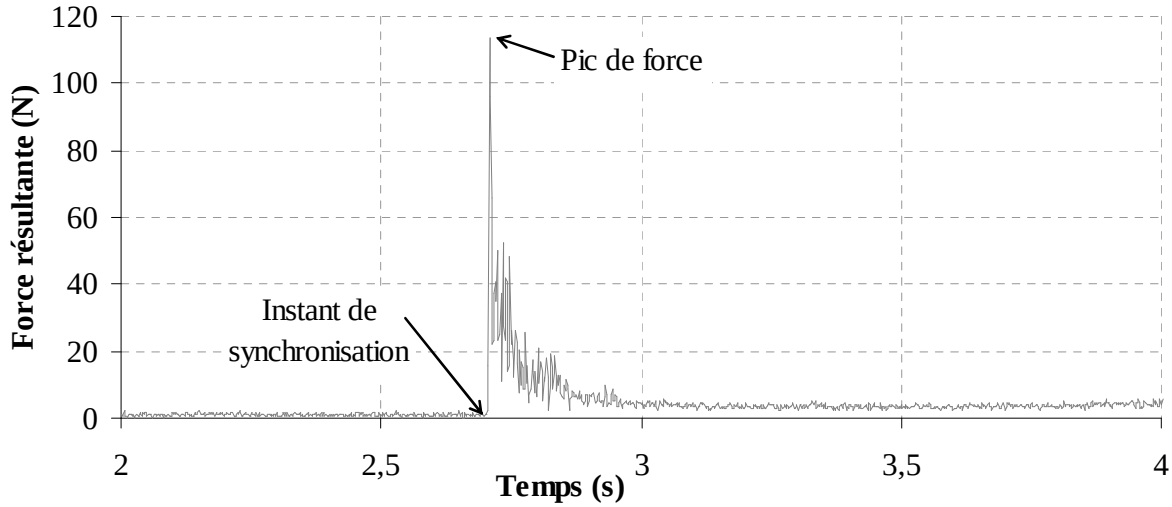


Figure 34 : Evolution temporelle de la force mesurée lors du choc du maillet sur la main courante gauche.

Pour le système vidéographique 3-D, les données ont été préalablement interpolées de 100 Hz à 500 Hz à l'aide d'une fonction spline afin d'harmoniser les fréquences d'échantillonnage des données du FRET-1 et du système vidéographique 3-D. L'instant de synchronisation des données cinématiques a ensuite été déterminé lorsque la vitesse transversale dans $\Re_f$ du marqueur fixé sur le maillet, calculée en dérivant ses positions par rapport au temps, changeait de signe. Dans l'exemple présenté (Figure 35), cet instant était situé 3,624 secondes après le début de l'enregistrement.

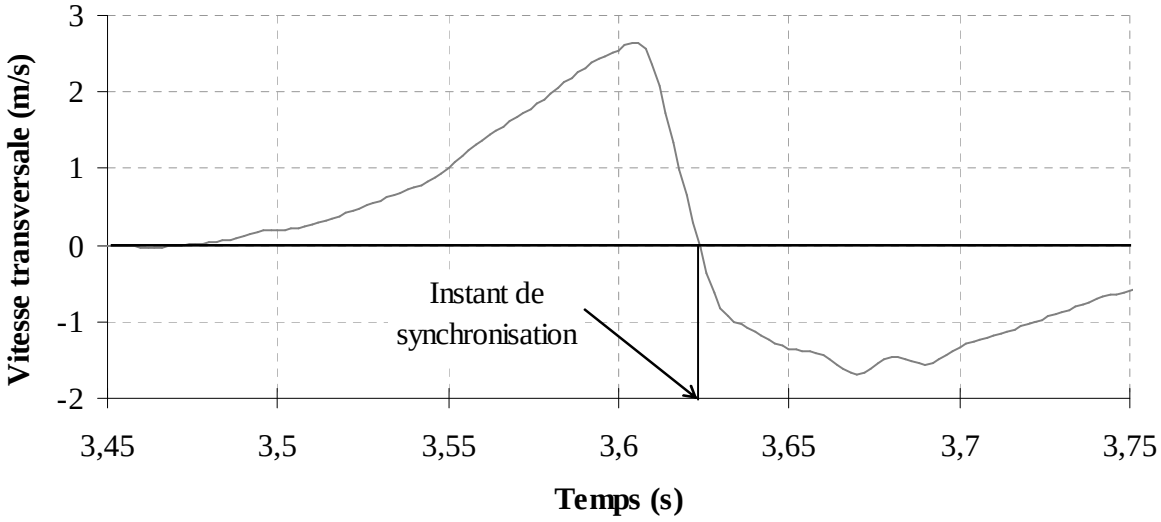


Figure 35 : Evolution temporelle de la vitesse transversale dans $\Re_f$ du marqueur fixé sur maillet.

2.2. Les paramètres temporels du cycle de propulsion

Pour déterminer les paramètres temporels de la propulsion, différentes méthodes ont été utilisées, soit à partir de la force appliquée sur la main courante (Rodgers *et al.*, 1994 ; Veeger *et al.*, 2002), soit à partir du moment propulsif (Mulroy *et al.*, 1996 ; Newsam *et al.*, 1996 ; Rao *et al.*, 1996). Dans tous les cas, les phases de poussée ou de roue libre ont été déterminées par le franchissement d'une valeur seuil.

Dans la présente étude, il a été choisi de déterminer les différentes phases en deux temps à partir de la force résultante $\left\|\vec{F}_{(S\rightarrow 2G)}\right\|$ mesurée par le dynamomètre de la roue gauche. Tout d'abord, les phases de poussées ont été grossièrement définies par le franchissement d'une valeur seuil de 10 N. Ensuite, les données ont été lissées à l'aide d'une méthode par moyenne glissante, calculée sur 11 valeurs dans les deux sens du signal afin de minimiser les décalages temporels induits par cette méthode. La définition des phases de poussée a ensuite été affinée (au début et à la fin de la phase) à l'aide d'une procédure itérative se terminant lorsque la variation de $\left\|\vec{F}_{(S\rightarrow 2G)}\right\|$ devenait nulle ou changeait de signe (Figure 36). Les résultats obtenus sur l'ensemble du déplacement sont présentés à la Figure 37.

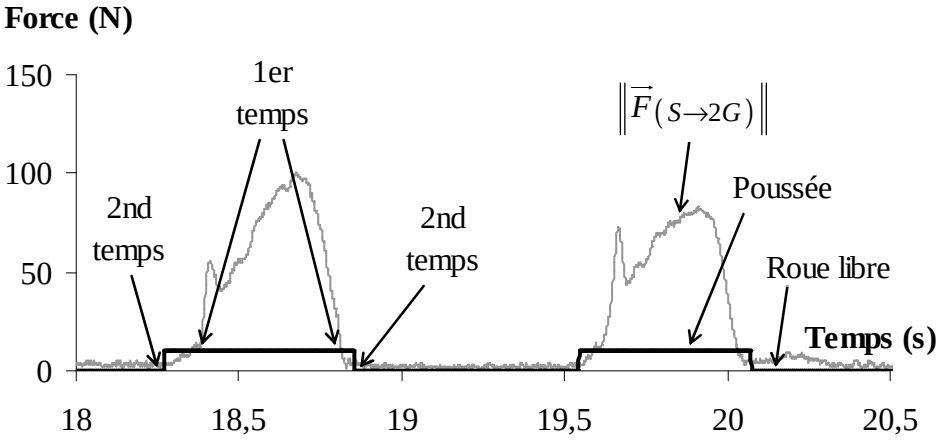


Figure 36 : Représentation schématique des phases de poussée lors des deux temps de la méthode de détermination des paramètres temporels à partir de la force résultante appliquée par le Sujet sur la main courante gauche.

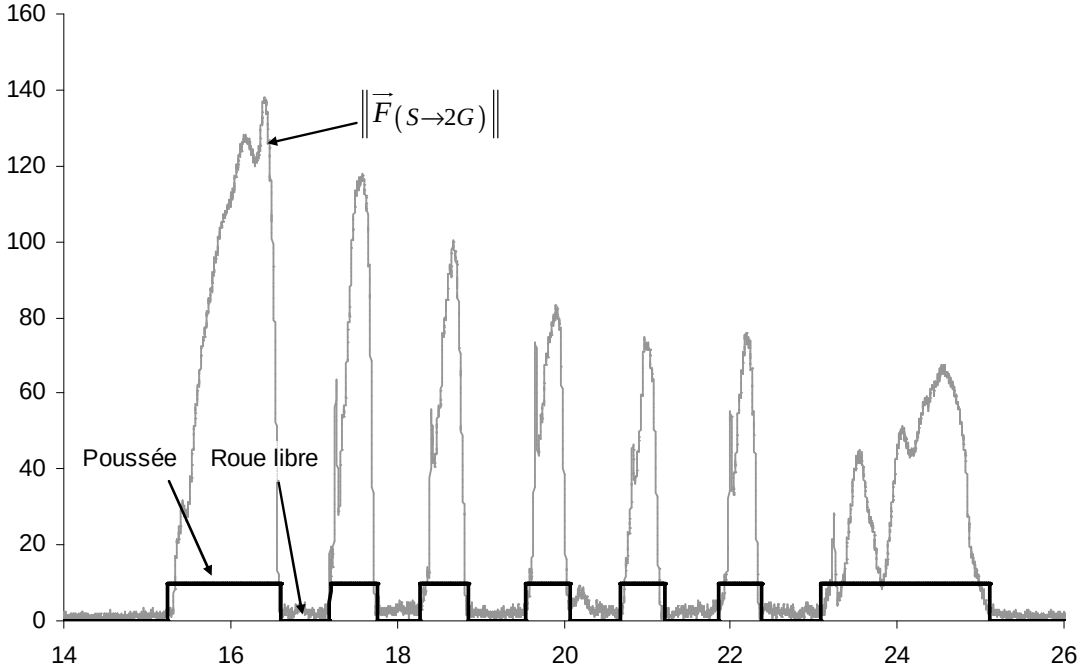


Figure 37 : Représentation schématique des phases de poussée et de l'évolution temporelle de la norme de la force appliquée par le Sujet sur la main courante gauche.

Le déplacement complet de l'essai présenté ici était composé de sept phases de poussée et de six phases de roue libre, soit six cycles complets de propulsion. Le premier cycle correspondait à un cycle de démarrage tandis que la dernière poussée correspondait au freinage du FRM (Tableau 11). Comme les paramètres mécaniques étaient souvent très différents pendant le cycle de démarrage et pendant le freinage, l'analyse a été réalisée sur les cinq autres cycles. La durée totale du déplacement était d'environ dix secondes entre la 15ème et la 25ème seconde après le signal de synchronisation. La traversée de l'espace vidéographique a duré environ deux secondes (20,3-22,2 secondes), ce qui a permis d'enregistrer le cycle 4 dans sa totalité (Figure 38).

	Instant de début (s)	Instant de fin (s)	Durée du cycle (s)	Durée de la phase de poussée (s)	Durée de la phase de roue libre (%)
Cycle de Démarrage	15,244	17,196	1,902	1,368 (72%)	0,534 (28%)
Cycle 1	17,196	18,270	1,074	0,562 (52%)	0,512 (48%)
Cycle 2	18,270	19,546	1,276	0,582 (46%)	0,694 (54%)
Cycle 3	19,546	20,670	1,124	0,526 (47%)	0,598 (53%)
Cycle 4	20,670	21,858	1,188	0,542 (46%)	0,646 (54%)
Cycle 5	21,858	23,080	1,222	0,520 (43%)	0,702 (57%)
Freinage	23,080	25,116	2,036	2,036 (100%)	0 (0%)

Tableau 11 : Détail des paramètres temporels de l'essai analysé. Les durées des phases de poussée et de roue libre ont été exprimées en pourcentage de la durée du cycle, et notées entre parenthèses.

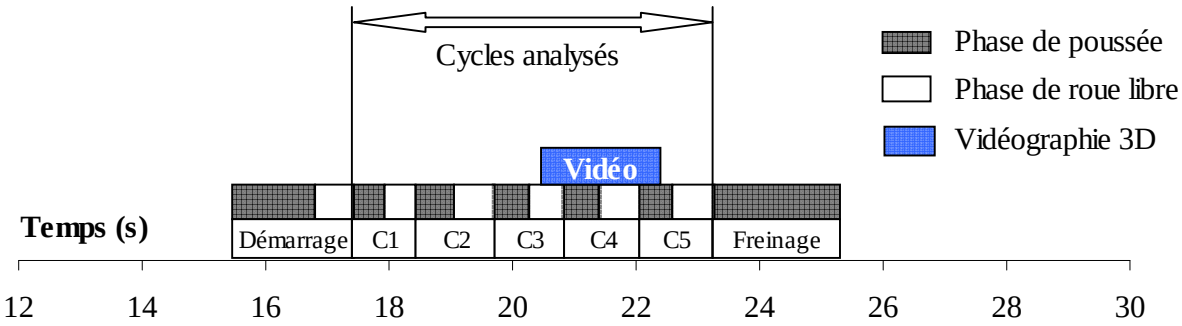


Figure 38 : Représentation des durées des phases de poussée et des phases de roue libre au cours du déplacement, de la période analysée et de la période mesurée par le système vidéographique.

2.3. Dynamique

2.3.1. Les actions sur les mains courantes

Les six composantes des torseurs des efforts appliqués par le Sujet sur les mains courantes gauche et droite au cours du déplacement ont été calculées dans $\Re_{2G}$ et $\Re_{2D}$, respectivement, à partir des mesures des roues dynamométriques du FRET-1. Ces efforts ont ensuite été exprimés dans la base $(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)$ en utilisant les matrices de

rotation de $\Re_{2G}$ et de $\Re_{2D}$ dans $\Re_f$ et en transportant le moment en O_f. Les évolutions temporelles des trois composantes de $\vec{F}_{(S\to 2G)}$ (Figure 39) et de $\vec{F}_{(S\to 2D)}$ (Figure 40) montrent que ces efforts étaient bien nuls pendant les phases de roue libre, puisque le Sujet ne touchait pas les mains courantes.

- Dans la direction antéropostérieure (x_f), $\vec{F}_{(S\to 2G)}$ et $\vec{F}_{(S\to 2D)}$ présentaient de grandes différences entre elles, hormis pour le démarrage et le freinage, puisqu'elles étaient étrangement de signes opposés et d'amplitudes beaucoup plus élevées à droite qu'à gauche. Ainsi, pendant les phases de poussée, $F_{x(S\to 2G)}$ évoluait entre -28 et 8 N tandis que $F_{x(S\to 2D)}$ était positif et atteignait des valeurs maximales par cycle comprises entre 35 et 55 N. Cela signifie que $\vec{F}_{(S\to 2G)}$ était plutôt dirigée vers l'arrière du FRM tandis que $\vec{F}_{(S\to 2D)}$ était clairement dirigée vers l'avant.

- Les composantes verticales (y_f) de $\vec{F}_{(S\to 2G)}$ et $\vec{F}_{(S\to 2D)}$ étaient les plus marquées des trois composantes et étaient toutes les deux négatives, c'est-à-dire qu'elles étaient dirigées vers le sol. Les valeurs pics étaient comprises entre -72 et -117 N pour $F_{y(S\to 2G)}$ et entre -78 et -124 N pour $F_{y(S\to 2D)}$.

- Enfin, la composante transversale de $\vec{F}_{(S\to 2G)}$ (suivant z_f) était quasiment nulle pendant tout le déplacement alors que celle de $\vec{F}_{(S\to 2D)}$ était faiblement positive, c'est-à-dire qu'elle était dirigée vers l'extérieur du FRM.

De la même façon que $\overrightarrow{F}(S\rightarrow 2G)$ et $\overrightarrow{F}(S\rightarrow 2D)$, les évolutions temporelles des moments $\overrightarrow{M}_{O_f}(S\rightarrow 2G)$ et $\overrightarrow{M}_{O_f}(S\rightarrow 2D)$ des efforts appliqués par le Sujet sur les mains courantes gauche (Figure 41) et droite (Figure 42) montrent que ces moments étaient logiquement nuls pendant les phases de roue libre.

- Les composantes antéropostérieures de $\overrightarrow{M}_{O_f}(S\rightarrow 2G)$ et $\overrightarrow{M}_{O_f}(S\rightarrow 2D)$ étaient les plus marquées et étaient logiquement de signes opposés puisque résultants d'efforts équivalents appliqués de part et d'autre de l'axe horizontal de symétrie du FRET-1 : $M_{xO_f}(S\rightarrow 2G)$ était négatif tandis que $M_{xO_f}(S\rightarrow 2D)$ était positif. Les valeurs pics de $M_{xO_f}(S\rightarrow 2G)$ étaient comprises entre -25 et -43 Nm et étaient légèrement supérieure, entre 28 et 49 Nm, pour $M_{xO_f}(S\rightarrow 2D)$. Il apparaît que l'intensité de $M_{xO_f}(S\rightarrow 2D)$ était légèrement supérieure à celle de $M_{xO_f}(S\rightarrow 2G)$, traduisant un effort dissymétrique appliqué par le Sujet sur le FRM qui était compensé puisque les quatre roues du FRM restaient en contact avec le sol.

- Suivant la direction verticale, $\overrightarrow{M}_{O_f}(S\rightarrow 2G)$ et $\overrightarrow{M}_{O_f}(S\rightarrow 2D)$ étaient d'amplitudes très différentes, mais tous deux de signe positif en conséquence de l'opposition entre les forces observées sur les deux mains courante dans les directions antéropostérieure et transversale, tendant à créer un mouvement de lacet vers la gauche. Les valeurs pics étaient comprises entre 3 et 9 Nm pour $M_{yO_f}(S\rightarrow 2G)$ et entre 13 et 22 Nm pour $M_{yO_f}(S\rightarrow 2D)$.

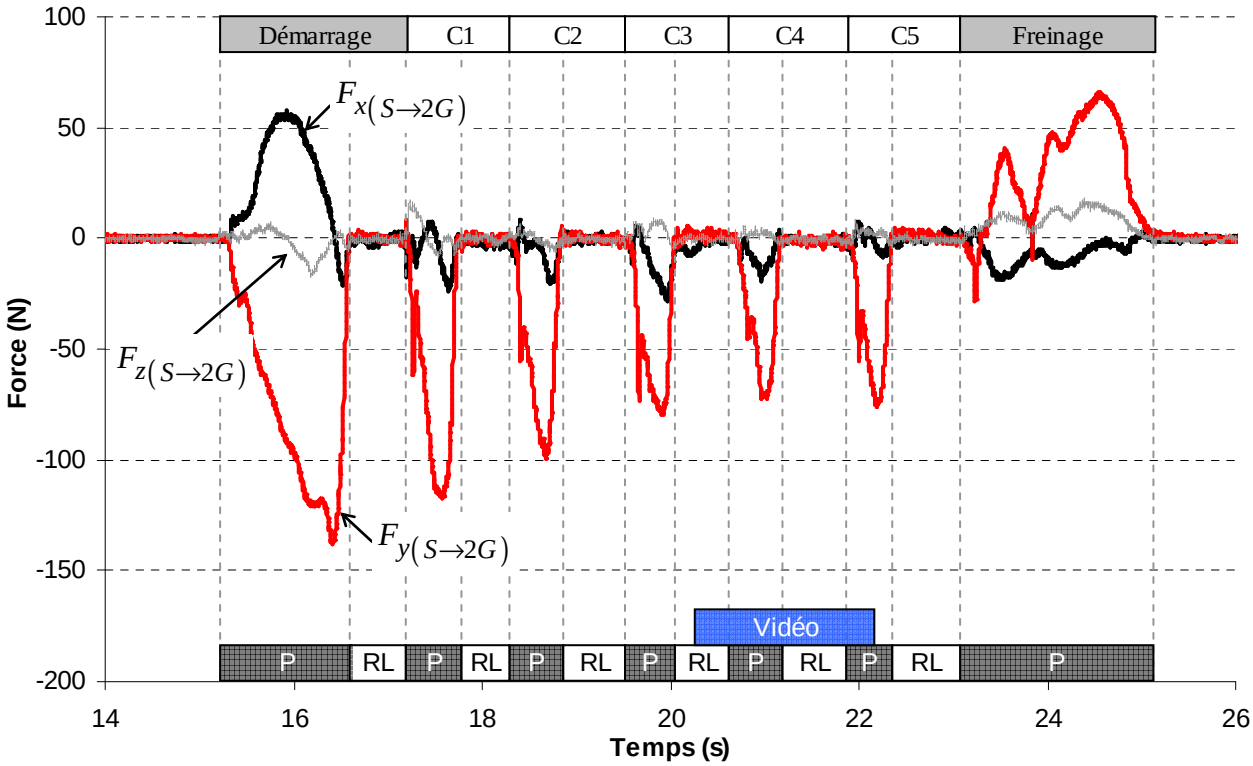


Figure 39 : Evolutions temporelles des trois composantes de $\vec{F}_{(S\to 2G)}$ dans $\Re_f$ au cours du déplacement.

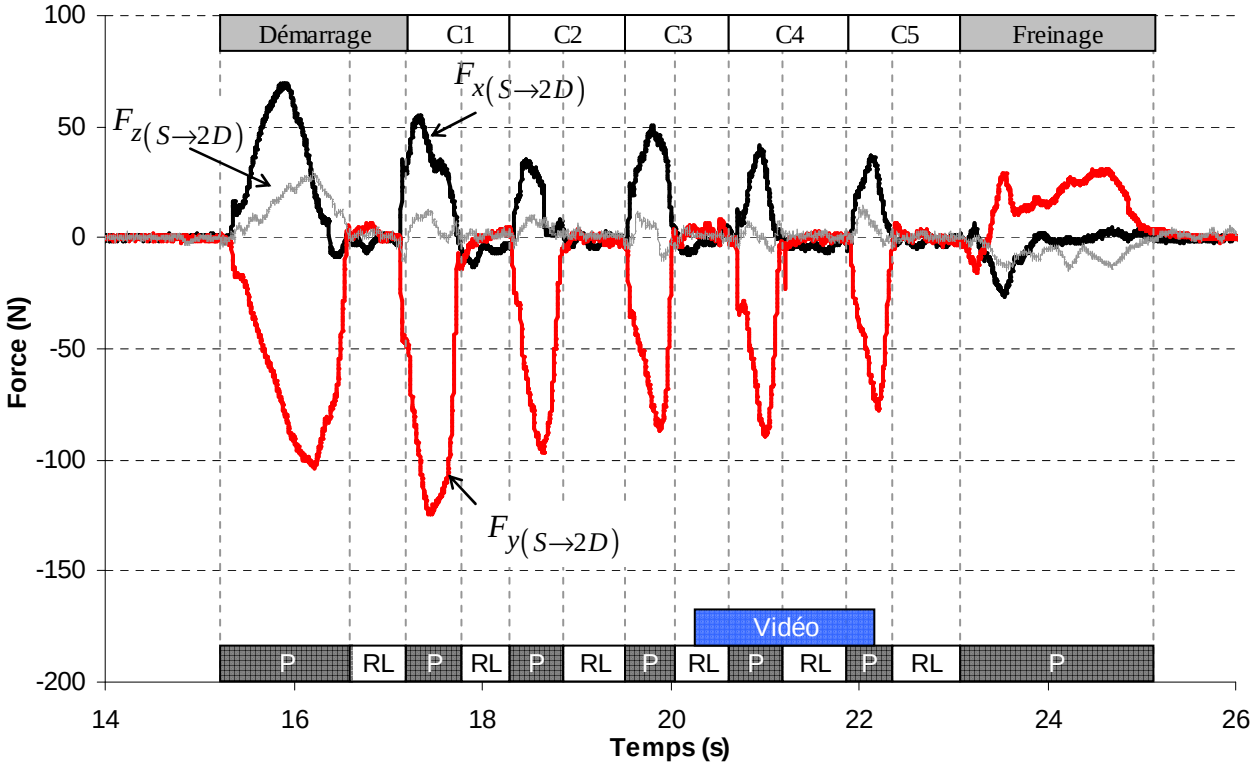


Figure 40 : Evolutions temporelles des trois composantes de $\vec{F}_{(S\to 2D)}$ dans $\Re_f$ au cours du déplacement.

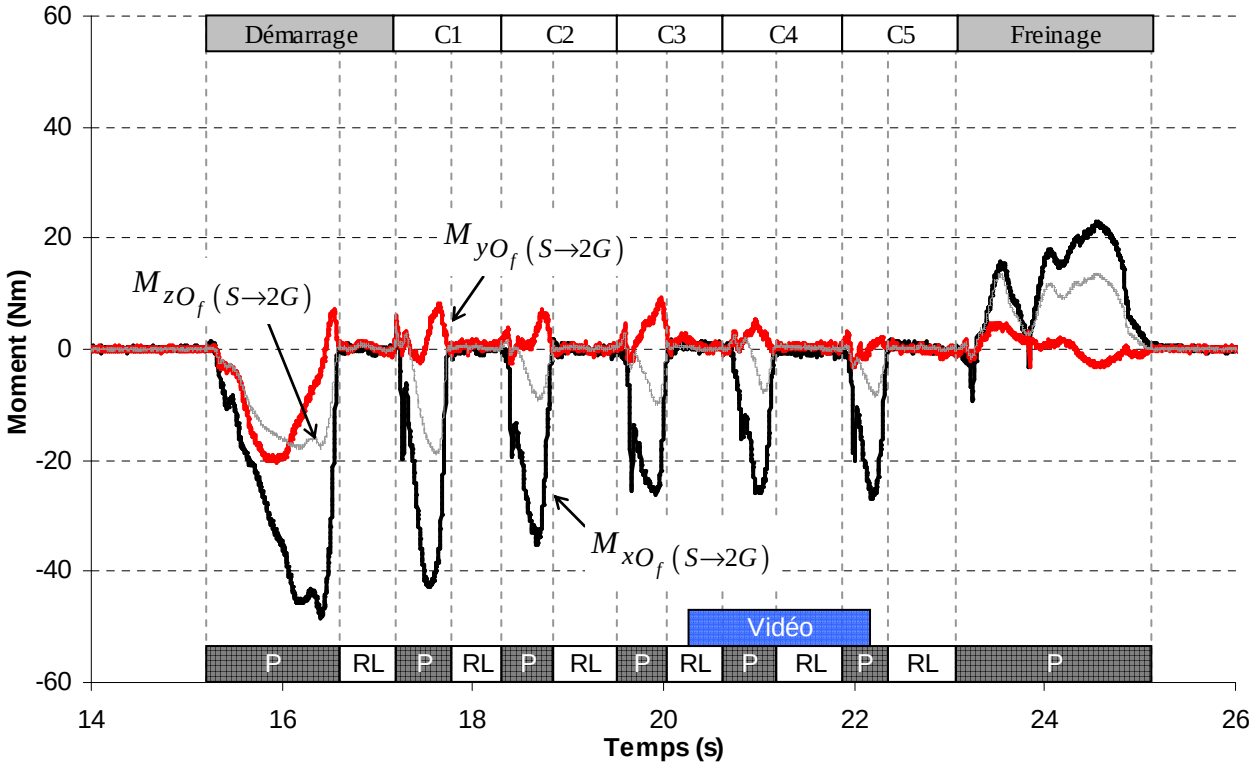


Figure 41 : Evolutions temporelles des trois composantes du moment en O_f et dans $\Re_f$ des efforts appliqués par le Sujet sur la main courante gauche au cours du déplacement.

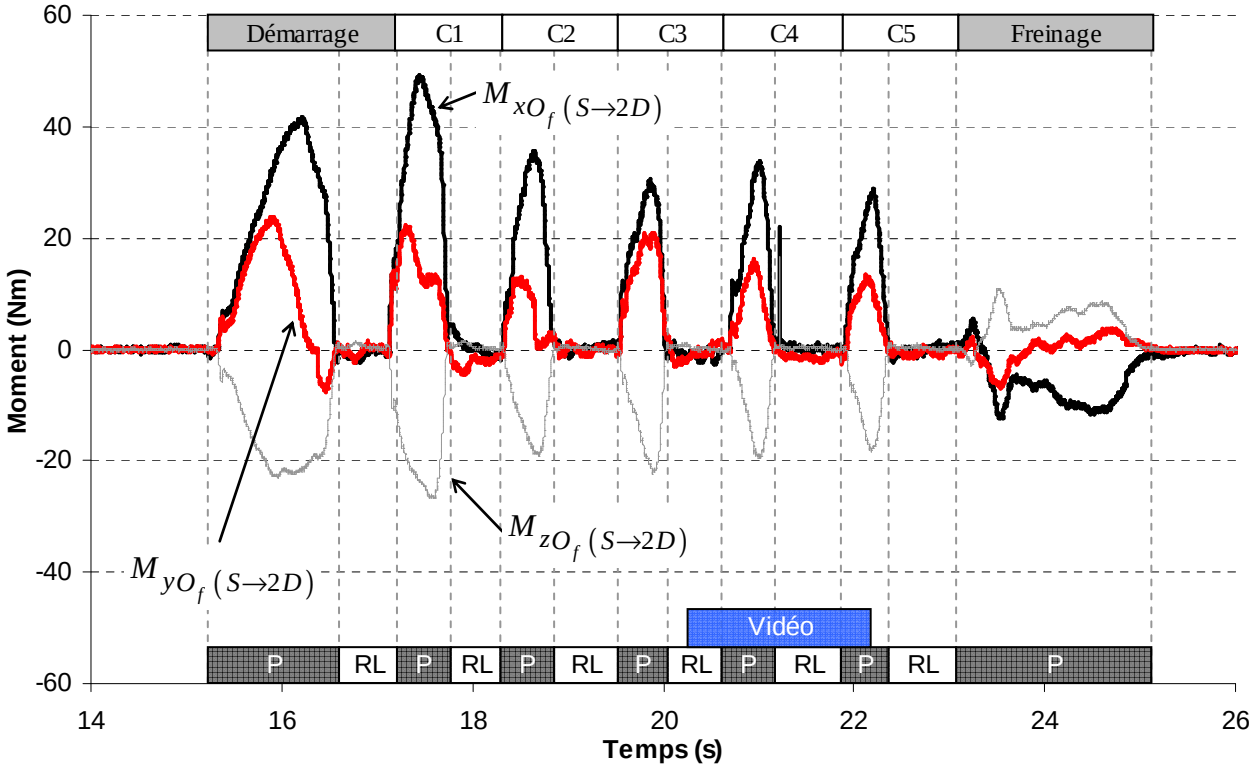


Figure 42 : Evolutions temporelles des trois composantes du moment en O_f et dans $\Re_f$ des efforts appliqués par le Sujet sur la main courante droite au cours du déplacement.

- Enfin, les composantes transversales de $\overrightarrow{M}_{O_f(S\rightarrow 2G)}$ et $\overrightarrow{M}_{O_f(S\rightarrow 2D)}$, constituant les moments propulsifs, étaient de signes négatifs. Dans cette direction, les valeurs pics étaient comprises entre -8 et -19 Nm pour la roue gauche et entre -19 et -27 Nm pour la roue droite.

2.3.2. Les actions sur le siège

La résultante des efforts appliqués par le Sujet sur le siège du FRET-1 a été calculée dans le référentiel $\Re_S$ du dynamomètre, puis exprimée dans $\Re_f$. Avant la première poussée (Figure 43), $\overrightarrow{F}_{(S\rightarrow 4)}$ était constante et uniquement distribuée suivant la direction verticale, et a permis de déterminer le poids du Sujet (-630 N) et d'en déduire sa masse (64,2 kg).

- Pendant les phases de poussée, la composante antéropostérieure de $\overrightarrow{F}_{(S\rightarrow 4)}$ présentait des valeurs très largement négatives, pouvant dépasser -100 N, puis des valeurs faiblement positives pendant les phases de roues libres, restant inférieures à 40 N. Ces résultats signifient que pendant la phase de poussée, le Sujet exerçait sur le siège une force orientée vers l'arrière du FRM tandis que pendant la phase de roue libre, il exerçait une force plus faible et dirigée vers l'avant.

- Au cours des phases de poussée, la composante verticale de $\overrightarrow{F}_{(S\rightarrow 4)}$ atteignait environ -500 N et traduisait donc un allègement. A la fin de la phase de poussée, l'intensité de cette composante augmentait très brusquement, dépassant alors -700 N dans les premiers instants de la phase de roue libre, et traduisant une surcharge. Les valeurs oscillaient ensuite autour du poids du Sujet pendant le reste de la phase de roue libre.

- Dans la direction transversale, les variations de $\vec{F}_{(S\to4)}$ n'étaient pas très marquées et ne présentaient pas une évolution cyclique correspondant aux phases du mouvement.

Les trois composantes du moment $\vec{M}_{O_f(S\to4)}$ des efforts appliqués par le Sujet sur le siège sont représentées à la Figure 44 :

- Dans la direction antéropostérieure, $\vec{M}_{O_f(S\to4)}$ présentait des valeurs généralement négatives et comprises entre -21 et 11 Nm, mais son évolution temporelle acyclique ne permettait pas une analyse en fonction des mouvements et des actions du Sujet.

- Dans la direction verticale, $\vec{M}_{O_f(S\to4)}$ était négatif pendant les phases de poussée, atteignant des intensités maximales comprises entre -12 et -35 Nm puis il était généralement positif pendant les phases de roue libre, atteignant des valeurs maximales comprises entre 7 et 9 Nm.

- Dans la direction transversale, $\vec{M}_{O_f(S\to4)}$ montrait de fortes valeurs et de grandes variations mais il restait toujours négatif. Avant la première poussée, $M_{zO_f(S\to4)}$ était créé par le poids du Sujet lors de la période d'immobilisation initiale (-105 Nm). Pendant le déplacement, l'évolution temporelle montrait une diminution de l'intensité de cette composante, atteignant jusqu'à -35 Nm, pendant presque toute la durée de la phase de poussée avant d'augmenter brusquement pour atteindre son intensité maximale, comprise entre -125 et -148 Nm au début des phases de roue libre.

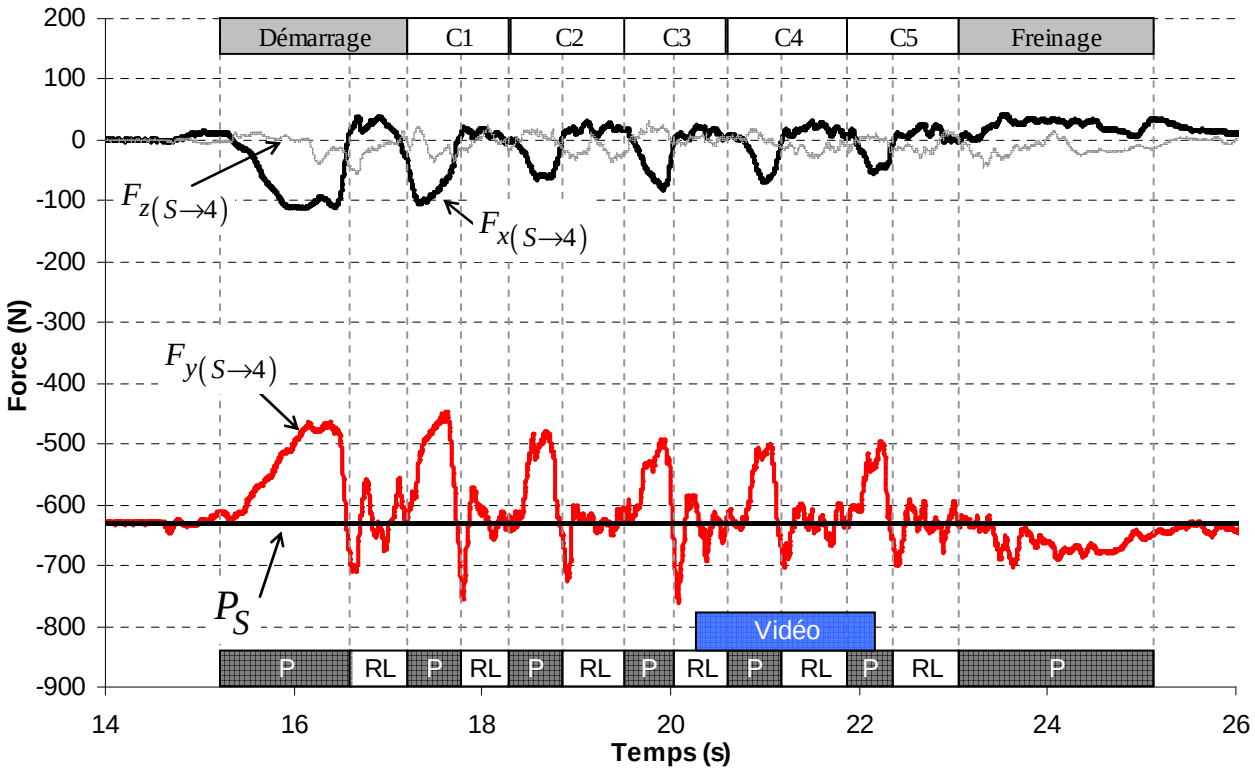


Figure 43 : Evolutions temporelles des trois composantes de $\vec{F}_{(S\to4)}$ dans $\Re_f$ au cours du déplacement.

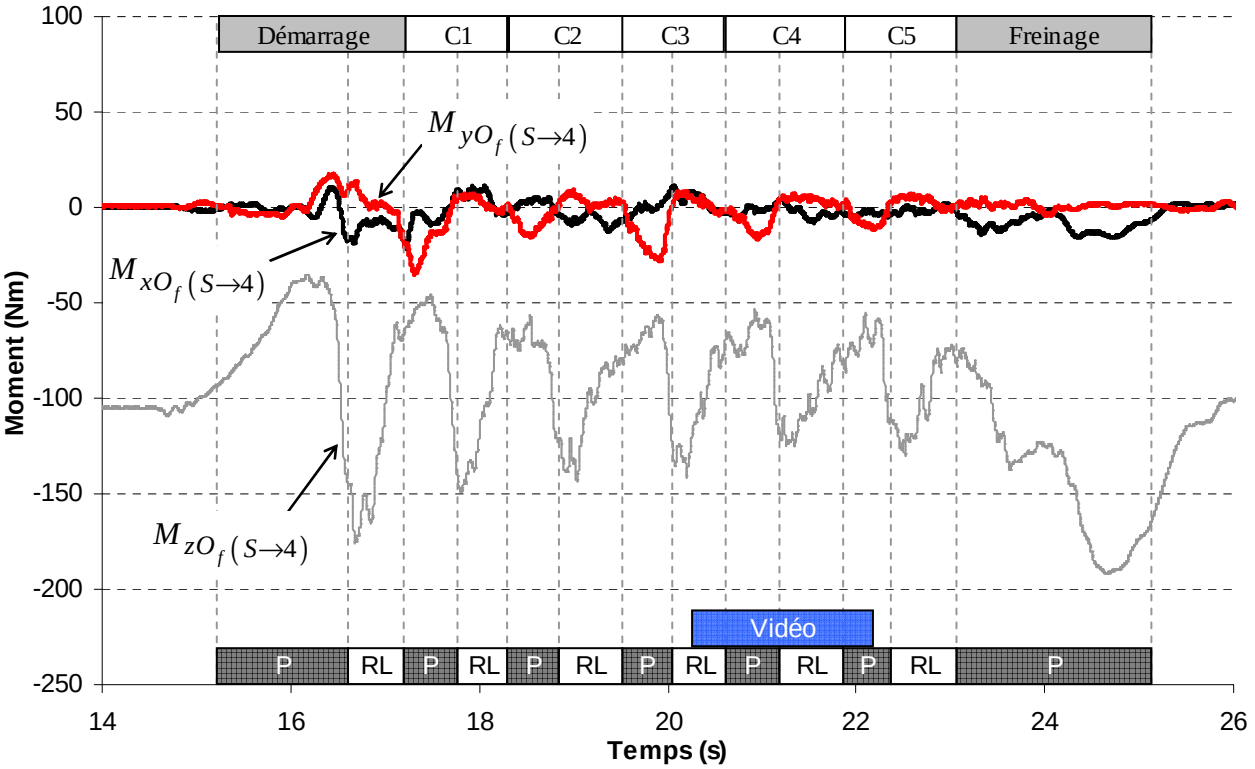


Figure 44 : Evolutions temporelles des trois composantes du moment en O_f et dans $\Re_f$ appliqué par le Sujet sur le siège au cours du déplacement.

Suivant la direction verticale, $\overrightarrow{M}_{O_f(S\to 4)}$ tendait à créer des efforts de lacet de signe négatif, destiné à compenser le moment résultant, suivant cette direction, des efforts dissymétriques appliqués par le Sujet sur les mains courantes.

2.3.3. Bilan des efforts sur les mains courantes et sur le siège

Dans le présent travail, les composantes transversales des forces de réactions du sol n'ont pas été étudiées. Pour évaluer leur importance, dans le cas d'un déplacement rectiligne, la résultante des composantes transversales des forces exercées par le Sujet sur les mains courantes et sur le siège a été calculée (Figure 45). Celle-ci présentait des valeurs oscillant entre -57 et 44 N et bien que l'évolution de cette résultante ne soit pas très clairement cyclique, ses valeurs étaient principalement positives pendant les phases de poussée et principalement négatives pendant les phases de roue libre. En moyenne, la valeur était de -4 N pendant l'ensemble du déplacement.

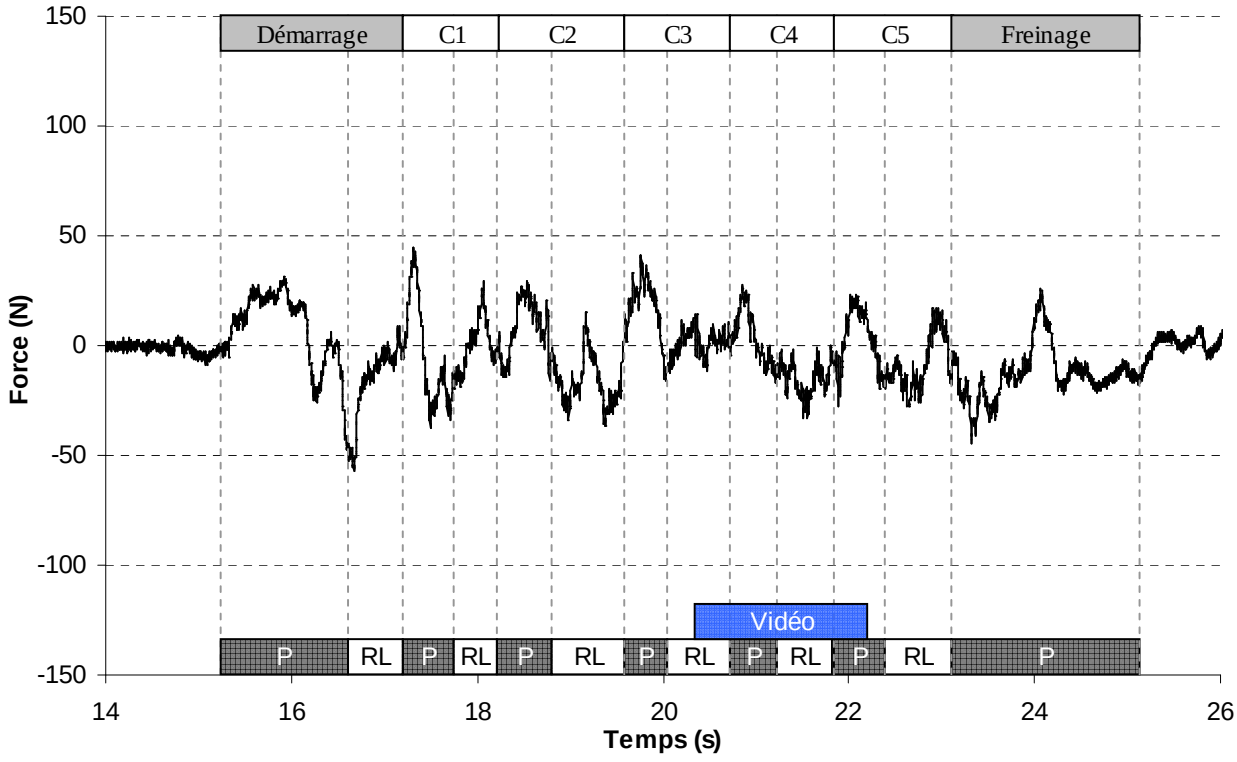


Figure 45 : Evolution temporelle de la résultante transversale des forces appliquées par le Sujet sur les mains courantes et sur le siège au cours du déplacement.

De la même façon, la composante verticale du moment en O_f, résultant des actions du Sujet sur les deux mains courantes et sur le siège (Figure 46), présentait des valeurs comprises entre -12 et 14 Nm mais son évolution cyclique n'était pas clairement établie.

Dans le cas spécifique d'un déplacement strictement rectiligne, les forces de réaction du sol devraient permettre d'annuler les forces et les moments résultants présentés dans ce paragraphe.

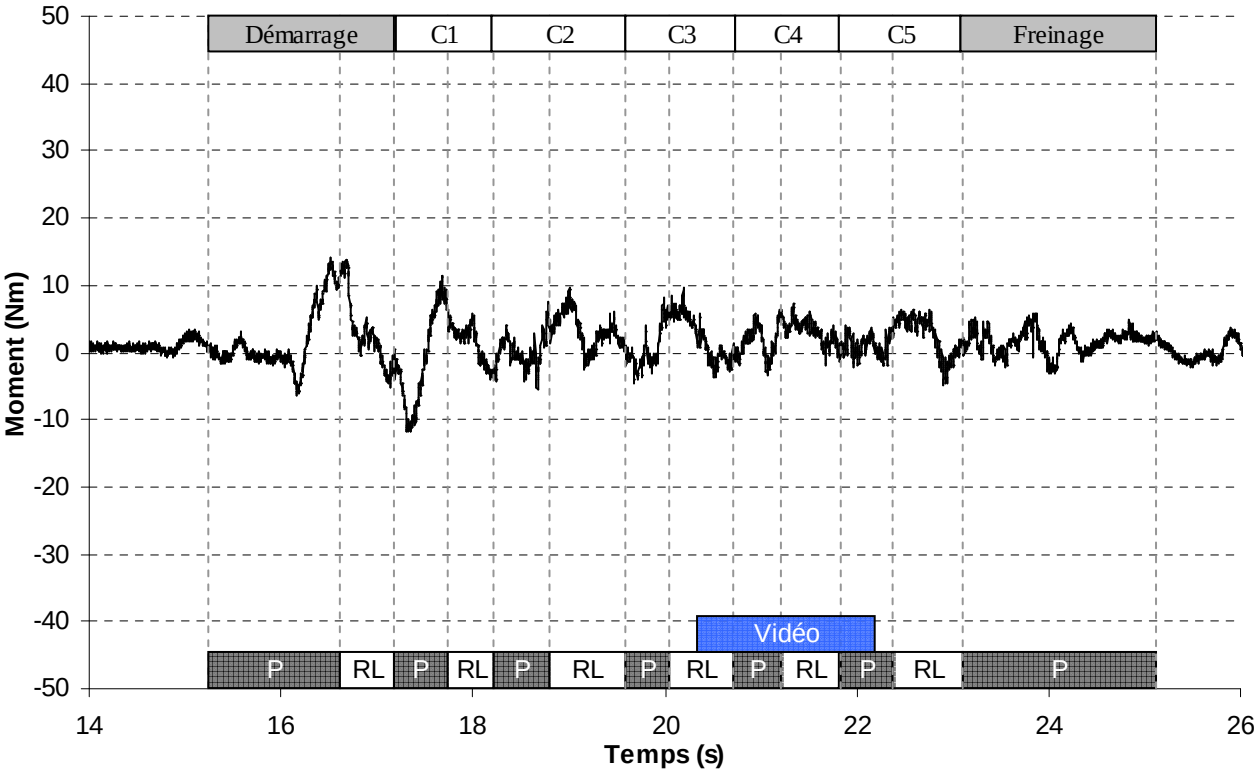


Figure 46 : Evolution temporelle de la résultante verticale des moments créés par les actions du Sujet sur les mains courantes et sur le siège au cours du déplacement.

2.3.4. Les forces de réaction du sol

Les forces de réaction du sol sur les roues du FRET-1 ont été calculées à partir des torseurs des actions appliquées par le Sujet sur les mains courantes et sur le siège en utilisant les expressions (143), (144), (147) et (151).

2.3.4.1. Composantes antéropostérieures

Suivant la direction antéropostérieure, la force de réaction du sol sur les roulettes avant ($\vec{R}_{(sol\rightarrow 1)}$) était logiquement négative du début à la fin du déplacement, permettant de faire tourner la roue autour de son point de contact avec le sol. Elle oscillait entre -8 et -15 N de manière cyclique (Figure 47) : elle augmentait de -8 à -15 N pendant les phases de poussée puis revenait à -8 N pendant les phases de roue libre.

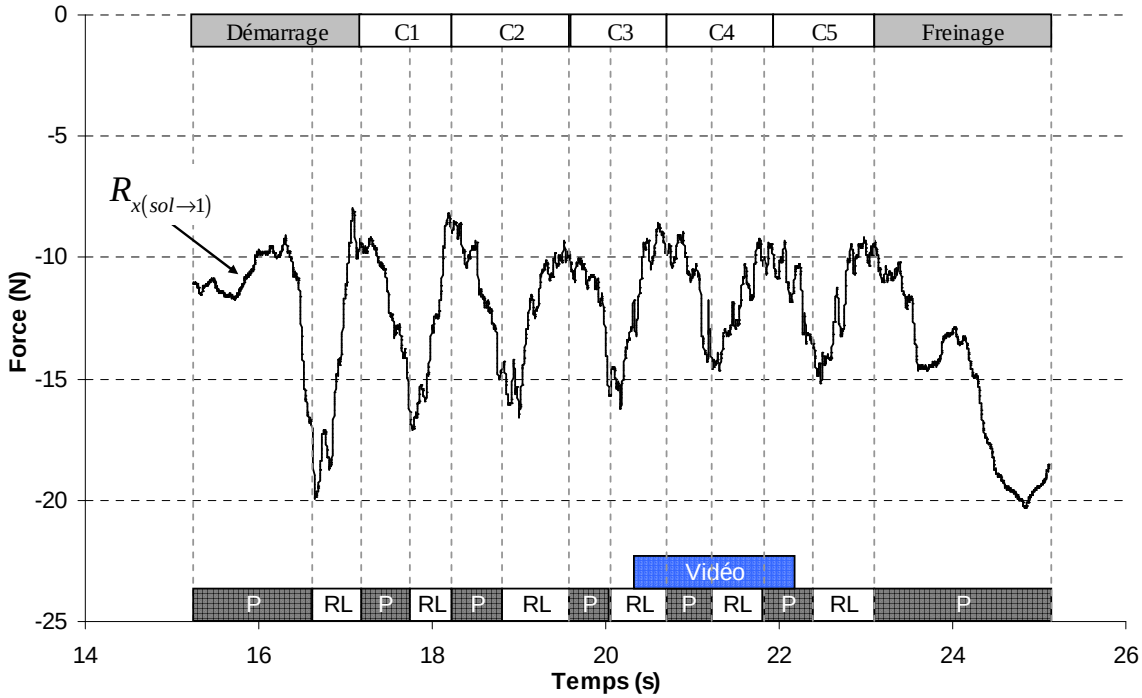


Figure 47 : Evolution temporelle de la composante antéropostérieure de $\vec{R}_{(sol\rightarrow 1)}$ au cours du déplacement analysé.

Sur les roues arrière, la composante antéropostérieure de la force de réaction du sol ($\vec{R}_{(sol\rightarrow 2)}$) présentait une alternance logique de valeurs positives pendant les phases de poussée et de valeurs négatives pendant les phases de roue libre (Figure 48). Ainsi, cette composante permettait l'accélération du FRM pendant les phases de poussée tandis que son action se limitait à la rotation de la roue en empêchant le glissement pendant les phases de roue libre. Pendant la phase de poussée, $R_{x(sol\rightarrow 2)}$ passait d'environ -5 N à des valeurs comprises entre 75 et 150 N, puis elle redevenait négative à la fin de l'action propulsive du Sujet, dans les derniers instants de la phase de poussée et évoluait entre -5 et -10 N pendant la phase de roue libre.

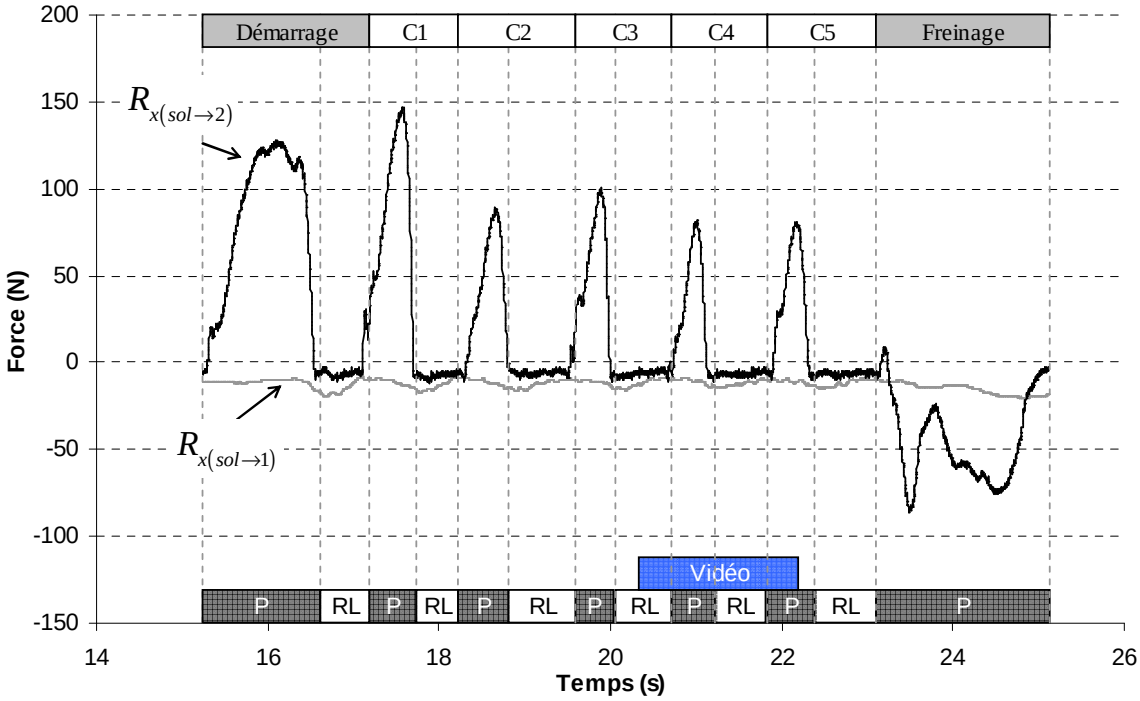


Figure 48 : Evolutions temporelles des composantes antéropostérieures de $\vec{R}_{(sol\rightarrow 1)}$ *et* $\vec{R}_{(sol\rightarrow 2)}$ *au cours du déplacement analysé.*

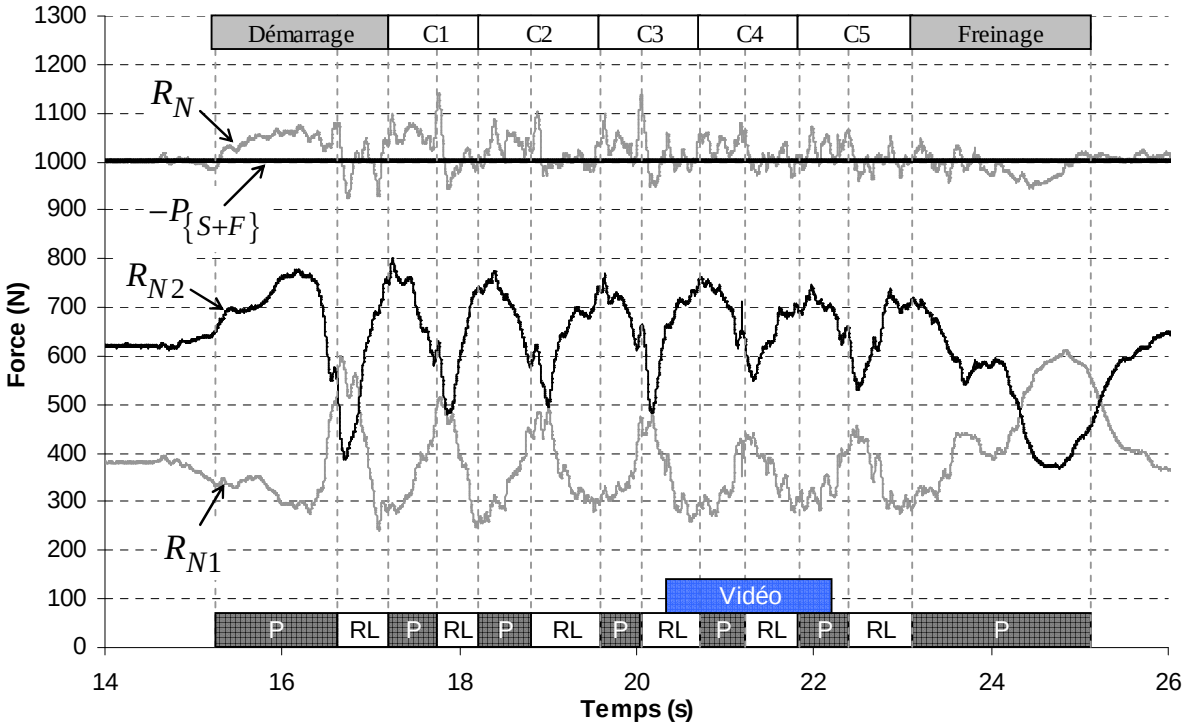


Figure 49 : Evolutions temporelles des composantes verticales de $\vec{R}_{(sol\to 1)}$ *et* $\vec{R}_{(sol\to 2)}$ *(*R_{N1} *et* R_{N2}*, respectivement) au cours du déplacement.*

2.3.4.2. Composantes verticales

Dans la direction verticale, qui correspondait à la direction normale, $\vec{R}_{(sol\to 1)}$ et $\vec{R}_{(sol\to 2)}$ évoluaient de manière cyclique et opposées entre elles). Ainsi, R_{N1} augmentait tandis que R_{N2} diminuait pendant les phases de poussée, et inversement pendant les phases de roue libre. Par ailleurs, R_{N2} était presque toujours supérieure à R_{N1}, indiquant que la réaction normale totale (R_N) était principalement répartie sur les roues arrière pendant tout le déplacement.

La réaction normale totale montrait des variations par rapport à la norme du poids (-1002 N) du système {Sujet + FRM}, indiquant que l'augmentation de l'une des composantes de la réaction normale (R_{N1} et R_{N2}) ne compensait pas la diminution de l'autre. Ainsi, pendant les phases de poussée, R_N augmentait jusqu'à approcher 1100

N, avant de chuter brutalement jusqu'à des valeurs généralement comprises entre 950 et 1000 N, pendant les phases de roue libre.

2.3.5. Résistances à l'avancement.

2.3.5.1. Moments de résistance au roulement

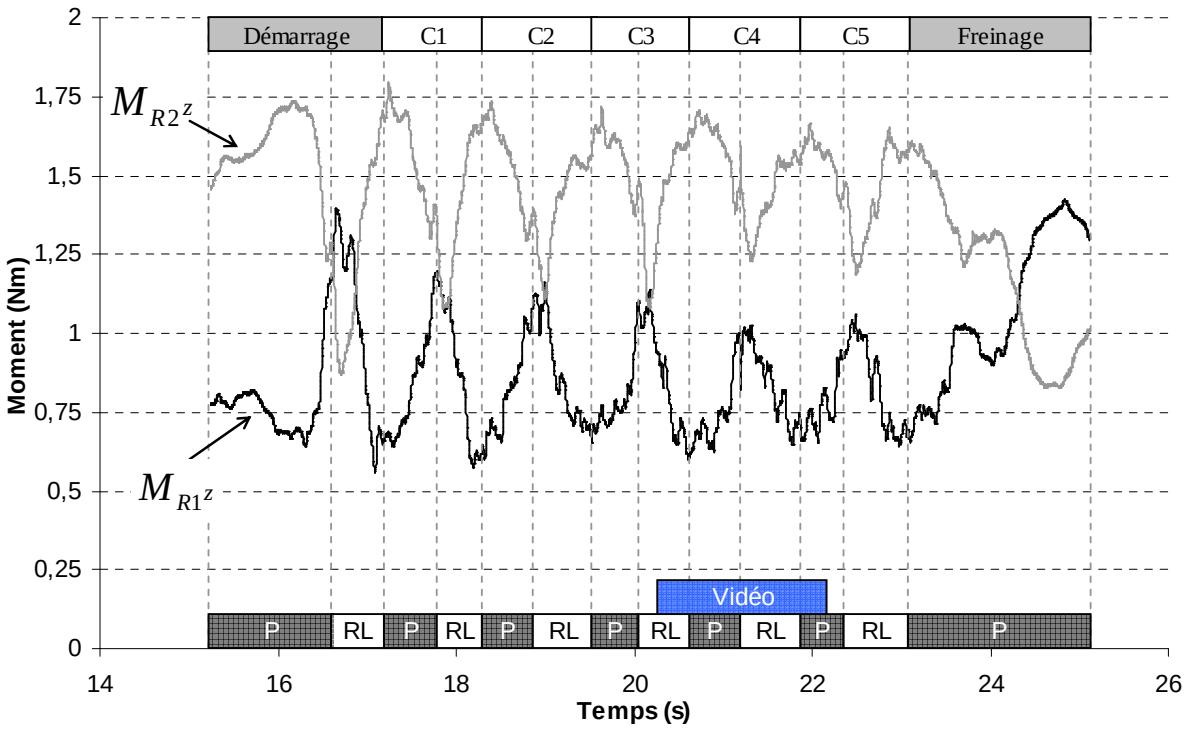


Figure 50 : Evolutions temporelles des moments de roulement appliqués sur les roulettes avant (M_{R1z}) et sur les roues arrière (M_{R2z}).

Les paramètres de roulement et les composantes normales des forces de réaction du sol ont permis de déterminer les moments de résistance au roulement (composante transversale – suivant $\vec{k}_3$ - de $\overrightarrow{M}_{R1}$) appliqué sur les roulettes avant et sur les roues arrière (composante transversale – suivant $\vec{k}_f$ - de $\overrightarrow{M}_{R2}$) (Figure 50). Au cours du déplacement, ces moments étaient toujours positifs, c'est-à-dire qu'ils s'opposaient à la rotation des roues, qui tournent dans le sens négatif lorsque le FRET-1 se déplace vers

l'avant. Comme les paramètres de roulement λ_1 et λ_2 étaient presque identiques, M_{R1z} et M_{R2z} évoluaient de manière similaire aux composantes normales des forces de réaction du sol, R_{N1} et de R_{N2}, respectivement. Ainsi, M_{R1z} augmentait tandis que M_{R2z} diminuait pendant les phases de poussée, et inversement pendant les phases de roue libre. De plus, M_{R2z} était presque toujours supérieur à M_{R1z}. Les valeurs de ces moments étaient globalement comprises entre 0,50 et 1,25 Nm pour M_{R1z} et entre 1,00 et 1,75 Nm pour M_{R2z}.

2.3.5.2. Résultante des forces de résistance à l'avancement

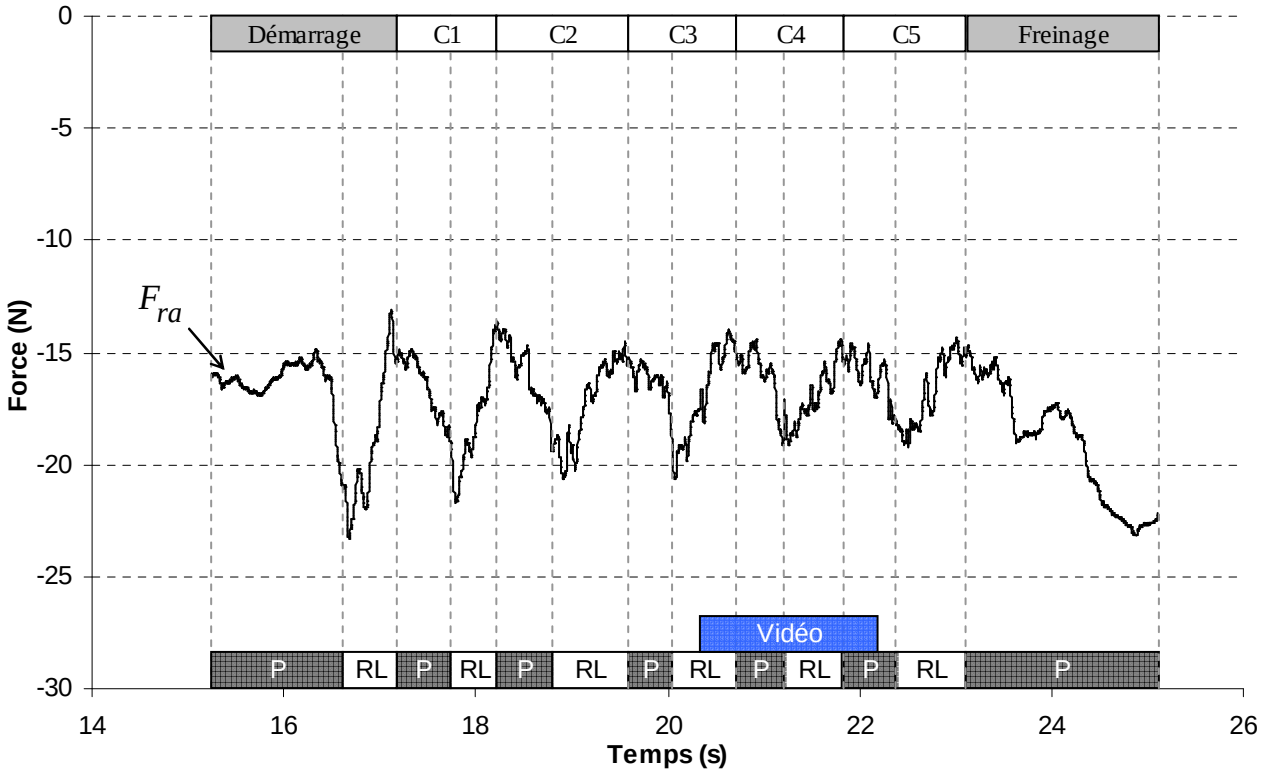


Figure 51 : Evolution temporelle de la résultante des forces de freinage au cours du déplacement analysé.

La résultante des forces de résistance à l'avancement $\vec{F}_{ra}$ a ensuite été calculée en additionnant les forces de résistance appliquées sur les roulettes avant et sur les roues

arrière, obtenues en divisant les moments de roulement par les rayons des roues. Cette résultante était négative et uniquement dirigée suivant $\vec{i}_f$, c'est-à-dire qu'elle s'opposait à l'avancement du FRET-1. Elle variait entre -13 et -23 N et son évolution cyclique montrait une augmentation de son intensité, d'environ -15 N à -20 N, pendant la phase de poussée, et une diminution pendant la phase de roue libre, où elle revenait à environ -15 N (Figure 51).

2.4. Cinématique

2.4.1. Cinématique du FRET-1

2.4.1.1. Vitesses des roues arrière du FRET-1

Les positions angulaires de $\Re_{2G}$ et de $\Re_{2D}$ par rapport à $\Re_f$ ont été mesurées par les capteurs potentiométriques de position angulaire du FRET-1. Leurs évolutions dans le temps ont permis de calculer les vitesses de rotation des roues arrière gauche ($\vec{\Omega}\Re_{2G}/\Re_f$) et droite ($\vec{\Omega}\Re_{2D}/\Re_f$) dans $\Re_f$, qui avaient une seule composante suivant $\vec{k}_f$ (Figure 52). Ces vitesses ont ensuite été filtrées à l'aide d'un filtre passe-bas dont la fréquence de coupure était de 5 Hz, en accord avec les recommandations de DiGiovine *et al.* (2000) [106] et de Cooper et al. (2002) [61]. Les évolutions temporelles de $\vec{\Omega}\Re_{2G}/\Re_f$ et $\vec{\Omega}\Re_{2D}/\Re_f$ étaient logiquement très proches mais elles n'étaient pas superposées. Cette observation signifie que les deux roues ne tournaient pratiquement jamais à la même vitesse et que dans les conditions d'un roulement sans glissement, le déplacement du FRET-1 n'était donc pas strictement rectiligne. En dehors des premiers et des derniers instants du déplacement, les vitesses de rotation des roues étaient

négatives, c'est-à-dire que le FRM se déplaçait vers l'avant. Les vitesses de rotation maximales étaient de -4,20 rad.s^{-1} et -4,16 rad.s^{-1} pour les roues arrière gauche et droite, respectivement, et toutes les deux ont été atteintes pendant la phase de roue libre du cycle 3, avec un léger déphasage temporel.

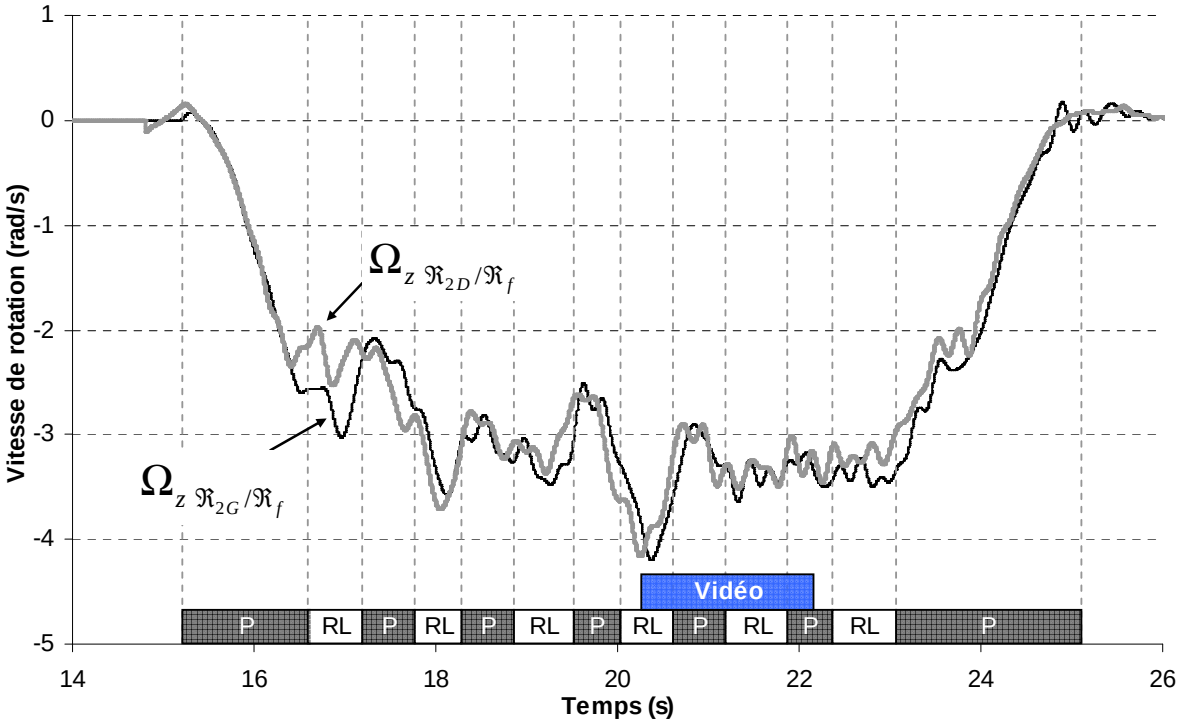


Figure 52 : Evolutions temporelles des composantes transversales des vitesses de rotation des roues arrière dans $\Re_f$ *:* $\vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re_f}$ *et* $\vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re_f}$.

Dans l'hypothèse réaliste d'un roulement sans glissement, les vitesses de rotation des roues arrière dans $\Re_f$ ont permis de calculer les vitesses de translation vers l'avant (suivant $\vec{i}_f$) des centres des roues arrière dans $\Re$ ($\vec{v}_{O_{2G}/\Re}$ et $\vec{v}_{O_{2D}/\Re}$) (Figure 53). Comme les rayons des roues arrière étaient identiques, ces vitesses linéaires présentaient des évolutions temporelles très proches, mais non superposées : elles étaient positives pendant tout le déplacement, sauf dans les premiers instants du démarrage et les derniers instants du freinage où elles étaient très légèrement négatives.

Les vitesses maximales de $\vec{v}_{O_{2G}/\Re}$ (1,26 m.s^{-1}) et de $\vec{v}_{O_{2D}/\Re}$ (1,25 m.s^{-1}) ont été atteintes pendant la phase de roue libre du cycle 3. Les évolutions cycliques de ces vitesses présentaient à deux phases d'accélération : la première pendant la phase de poussée, et la seconde pendant la première partie de la phase de roue libre. Par ailleurs, il est intéressant de remarquer qu'au début de la phase de poussée, la vitesse diminuait alors que le Sujet appliquait des efforts sur les mains courantes.

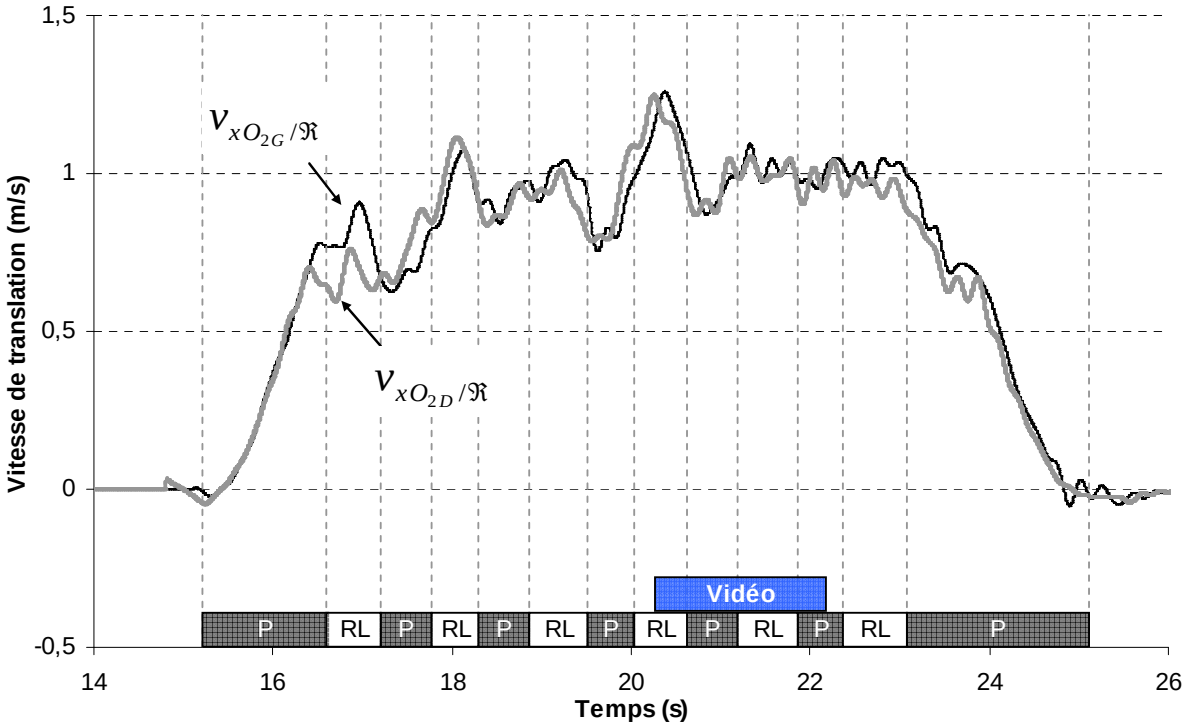


Figure 53 : Evolutions temporelles des vitesses de translation des centres des roues arrière ($\vec{v}_{O_{2G}/\Re}$ et $\vec{v}_{O_{2D}/\Re}$) suivant la direction de $\vec{i}_f$.

2.4.1.2. Vitesses du FRET-1

La vitesse de l'origine O_f de $\Re_f$ suivant le direction antéropostérieure ($\vec{i}_f$) a pu être calculée à partir des vitesses de O_{2G} et O_{2D} dans $\Re$, et elle présentait des variations importantes au cours des cycles de propulsion (Figure 54). Son évolution

cyclique présentait deux phases d'accélération au cours du cycle de propulsion montrait une légère diminution au début de la phase de poussée, alors que le Sujet appliquait des efforts sur les mains courantes, suivie d'une forte augmentation pendant le reste de la phase de poussée. Pendant la première moitié de la phase de roue libre, $\vec{v}_{O_f / \Re}$ augmentait encore jusqu'à atteindre sa valeur maximale du cycle, avant de diminuer jusqu'à la fin de la phase de roue libre. Ainsi, $\vec{v}_{O_f / \Re}$ présentait deux phases d'accélération au cours du cycle de propulsion : la première pendant la phase de poussée et la seconde pendant la phase de roue libre. Ces observations montrent que la phase de poussée, généralement définie par l'action des mains sur les mains courantes, ne correspondait pas à celle définie par la période entre les vitesses minimale et maximale du cycle de propulsion.

Par ailleurs, le système vidéographique a permis de calculer les positions de l'origine de $\Re_f$ pendant une partie du déplacement. Il a donc été possible de calculer $\vec{v}_{O_f / \Re}$ et de comparer les résultats avec ceux obtenus à partir des données du FRET-1 sur cette période (Figure 54). Les deux vitesses étaient assez proches et leurs évolutions temporelles étaient relativement synchrones. Cependant, la vitesse minimale pendant le cycle 4 était de 0,95 $m.s^{-1}$ à partir du système vidéographique alors qu'elle était de 0,89 $m.s^{-1}$ à partir des données du FRET-1. De la même façon, la vitesse maximale était de 1,10 $m.s^{-1}$ à partir des données vidéographiques alors qu'elle était de 1,07 $m.s^{-1}$ à partir des données du FRET-1.

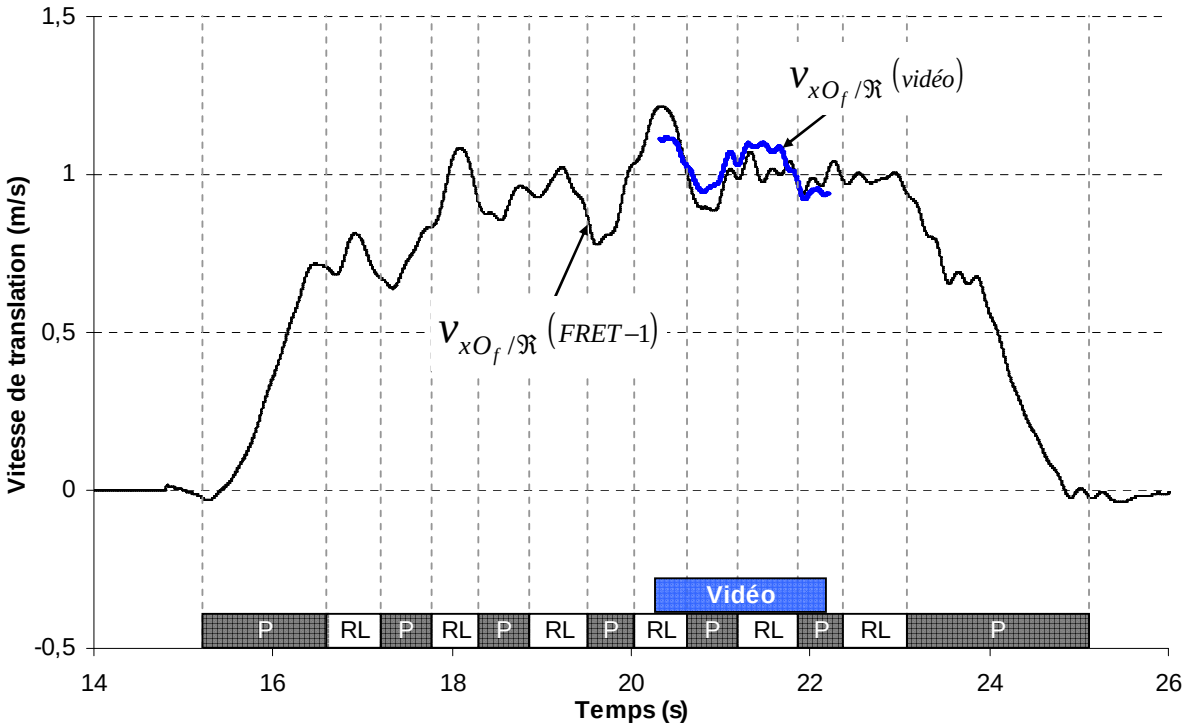


Figure 54 : Evolutions temporelles de $\vec{v}_{O_f/\Re}$ suivant $\vec{i}_f$, calculées à partir des données du FRET-1 et à partir du système vidéographique.

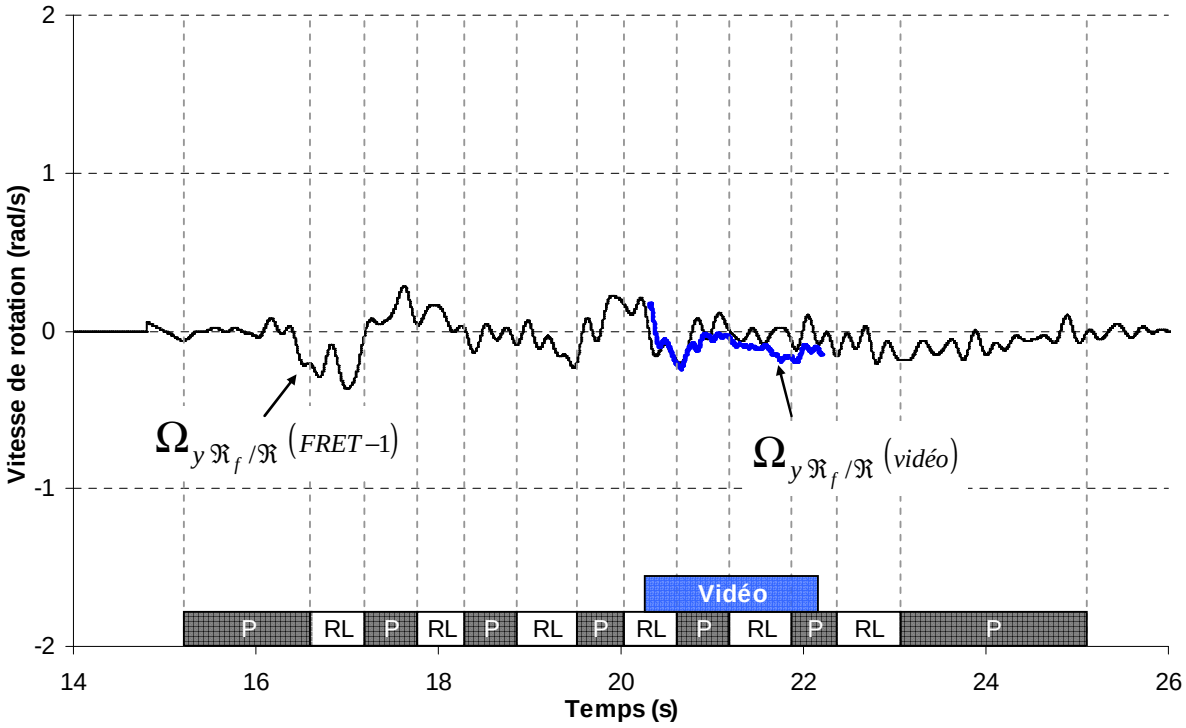


Figure 55 : Evolutions temporelles de $\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}$ suivant $\vec{j}_f$, calculés à partir des données du FRET-1 et à partir du système vidéographique.

Les vitesses des centres des roues arrière O_{2G} et O_{2D} dans $\Re$ ont également permis de calculer la vitesse de rotation de $\Re_f$ dans $\Re$, autour de l'axe vertical (suivant $\vec{j}_f$) (Figure 55). La vitesse de rotation du FRET-1 oscillait entre -0,37 et 0,29 rad.s^{-1} (soit entre -21 à 17 °.s^{-1}) ce qui signifie qu'il effectuait un mouvement lacet et donc que la condition de déplacement rectiligne n'était pas strictement respectée. Ces résultats indiquent que le déplacement était constitué d'une succession de très faibles rotations alternativement positives et négatives de manière à produire la trajectoire le plus rectiligne possible.

La vitesse de rotation du châssis dans $\Re$ a également pu être calculée à partir des données vidéographiques en dérivant les positions des vecteurs unitaires de $\Re_f$ dans $\Re$ (Figure 55). Les résultats étaient très similaires à ceux obtenus à partir des données du FRET-1 mais suivaient une évolution plus continue. Pendant le cycle 4, les résultats des deux systèmes mettent en évidence une vitesse de rotation négative pendant presque tout le cycle, traduisant un mouvement de lacet vers la gauche. Ainsi, le moment vertical résultant des actions du Sujet sur le FRET-1 (cf. § 2.3.3, p. 207), qui était positif pendant le cycle 4, visait à limiter le mouvement de lacet du FRET-1 afin de maintenir la trajectoire la plus rectiligne possible.

Les vitesses linéaires et angulaires ainsi calculées ont permis de définir le torseur cinématique du FRET-1 dans $\Re$. Il devenait alors possible de calculer la vitesse de tout point fixe dans $\Re_f$, tels que les centres de masse du châssis et des roues arrière ou les points de pivots entre le châssis et les fourchettes avant (O_{3G} et O_{3D}).

2.4.1.3. Vitesses des fourchettes avant

Les composantes antéropostérieure ($\vec{i}_f$) et transversale ($\vec{k}_f$) des vitesses des points O_{3G} et O_{3D} dans $\Re$ ont été utilisées pour calculer les angles θ_{3G} et θ_{3D} définissant les orientations des référentiels $\Re_{3G}$ et $\Re_{3D}$ des fourchettes avant dans $\Re_f$ et autour de leurs axes respectifs y_{3G} et y_{3D}, en supposant les vecteurs unitaires $\vec{i}_{3G}$ et $\vec{i}_{3D}$ était colinéaire et de même sens que les vitesses de translation des point O_{3G} et O_{3D} dans $\Re$ (Figure 56). Au premier abord, les résultats obtenus montraient des aberrations très importantes au début et à la fin du déplacement pendant environ 0,5 seconde. En effet, à ces instants, les positions angulaires calculées étaient supérieures à 2 π ou montraient des variations très importantes, notamment juste avant la première poussée. Ces résultats s'expliquent par la très faible vitesse de translation du FRET-1 durant ces instants qui pouvait créer une instabilité numérique lors du calcul de θ_{3G} et θ_{3D}. En limitant l'analyse entre les instants compris entre 15,6 et 24,6 secondes, où la vitesse de translation du FRET-1 était supérieure à 0,02 $m.s^{-1}$, les valeurs de θ_{3G} et θ_{3D} étaient cohérentes et oscillaient entre -0,263 et 0,164 rad (soit -15 à 9°) pour la fourchette gauche et entre -0,197 et 0,207 rad (soit -11 à 12°) pour la fourchette droite. Ces résultats montrent que les orientations des fourchettes et des roulettes avant n'étaient jamais constantes au cours du déplacement.

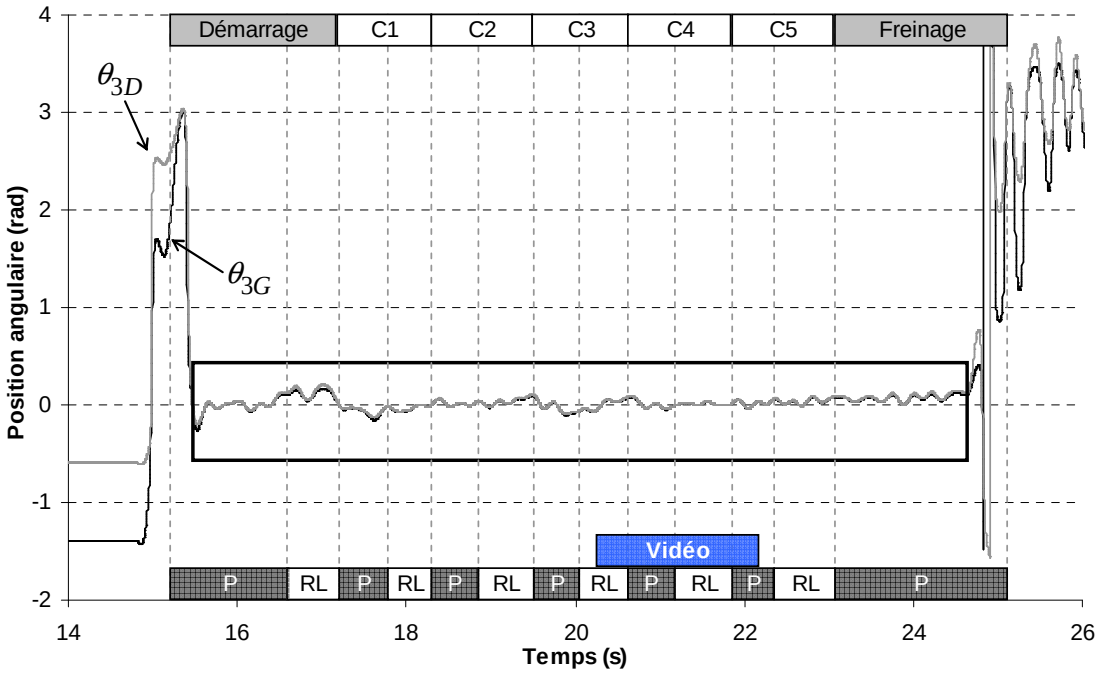


Figure 56 : Evolutions temporelles θ_{3G} et θ_{3D} au cours du déplacement. Les instants extérieurs à la zone encadrée présentent des aberrations dues à la faible vitesse de translation du FRET-1.

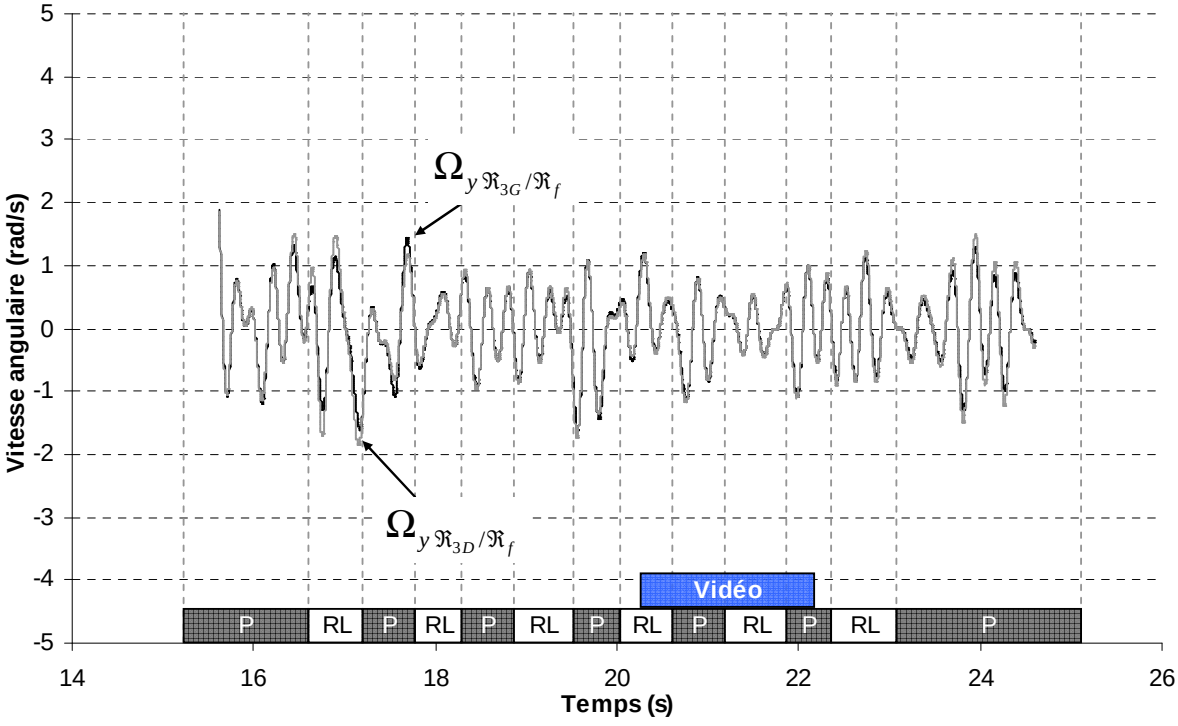


Figure 57 : Evolutions temporelles de $\vec{\Omega}_{\Re_{3G}/\Re_f}$ et de $\vec{\Omega}_{\Re_{3D}/\Re_f}$ suivant $\vec{j}_f$ au cours du déplacement.

Les angles θ_{3G} et θ_{3D} ont ensuite été dérivés par rapport au temps pour calculer les vitesses de rotation des fourchettes avant dans $\Re_f$. Ces vitesses ($\vec{\Omega}\Re_{3G}/\Re_f$ et $\vec{\Omega}\Re_{3D}/\Re_f$) avaient une seule composante non nulle, suivant la direction verticale ($\vec{j}_f$), et oscillaient de manière similaire entre elles avec des valeurs presque identiques (comprises entre -1 et 1 rad.s^{-1}), du fait de la faible vitesse de rotation du FRET-1 (Figure 57).

2.4.1.4. Vitesses des roulettes avant

Connaissant les vitesses angulaires $\vec{\Omega}\Re_{3G}/\Re_f$ et $\vec{\Omega}\Re_{3D}/\Re_f$ et à l'aide des expressions (16) et (17) du modèle mécanique, il a été possible de calculer les vitesses linéaires des centres des roulettes avant (O_{1G} et O_{1D}) dans $\Re$. Les projections de ces vitesses dans les bases ($\vec{i}_{3G}, \vec{j}_{3G}, \vec{k}_{3G}$) et ($\vec{i}_{3D}, \vec{j}_{3D}, \vec{k}_{3D}$), où elles n'avaient qu'une composante non nulle, suivant $\vec{i}_{3G}$ et $\vec{i}_{3D}$, respectivement, ont permis d'obtenir les vitesses de rotation des roulettes avant dans $\Re_{3G}$ et dans $\Re_{3D}$ (Figure 58). Les résultats montrent que ces vitesses ($\vec{\Omega}\Re_{1G}/\Re_{3G}$ et $\vec{\Omega}\Re_{1D}/\Re_{3D}$) n'étaient pas égales au cours du déplacement, bien que leurs évolutions soient restées logiquement proches. Les valeurs maximales de $\vec{\Omega}\Re_{1G}/\Re_{3G}$ et $\vec{\Omega}\Re_{1D}/\Re_{3D}$ (uniquement distribuées suivant z_{3G} et z_{3D}, respectivement) au cours du déplacement étaient de -19,41 et de -19,36 rad.s^{-1}, respectivement et elles ont été atteintes pendant la phase de roue libre du cycle 3, à l'instar des vitesses de rotation des roues arrière.

Les vitesses $\vec{\Omega}\Re_{1G}/\Re_{3G}$ et $\vec{\Omega}\Re_{1D}/\Re_{3D}$ ont ensuite été recalculées en adoptant l'hypothèse simplificatrice d'un déplacement strictement rectiligne. Dans ce cas, elles

étaient toutes les deux égales à $\vec{\Omega}_{\Re_1 / \Re_f}$, elle-même déterminée par la vitesse linéaire de O_f, et n'avait qu'une seule composante : suivant z_f. Les résultats issus de ce calcul simplifié ont montré des différences relativement importantes avec les précédents (Figure 58) puisque ces vitesses étaient alors toujours inférieures aux deux précédentes. La différence entre le modèle complet et le modèle simplifié était comprise entre 0,85 et 2,91 rad.s^{-1} pour $\vec{\Omega}_{\Re_{1G} / \Re_{3G}}$ (moyenne : 1,79 rad.s^{-1}) , et entre 0,21 et 2,91 rad.s^{-1} pour $\vec{\Omega}_{\Re_{1D} / \Re_{3D}}$ (moyenne : ,49 rad.s^{-1}).

Enfin, les composantes verticales des vitesses de rotation des roulettes avant dans $\Re_f$ étaient connues et identiques à celles de $\vec{\Omega}_{\Re_{3G} / \Re_f}$ et de $\vec{\Omega}_{\Re_{3D} / \Re_f}$.

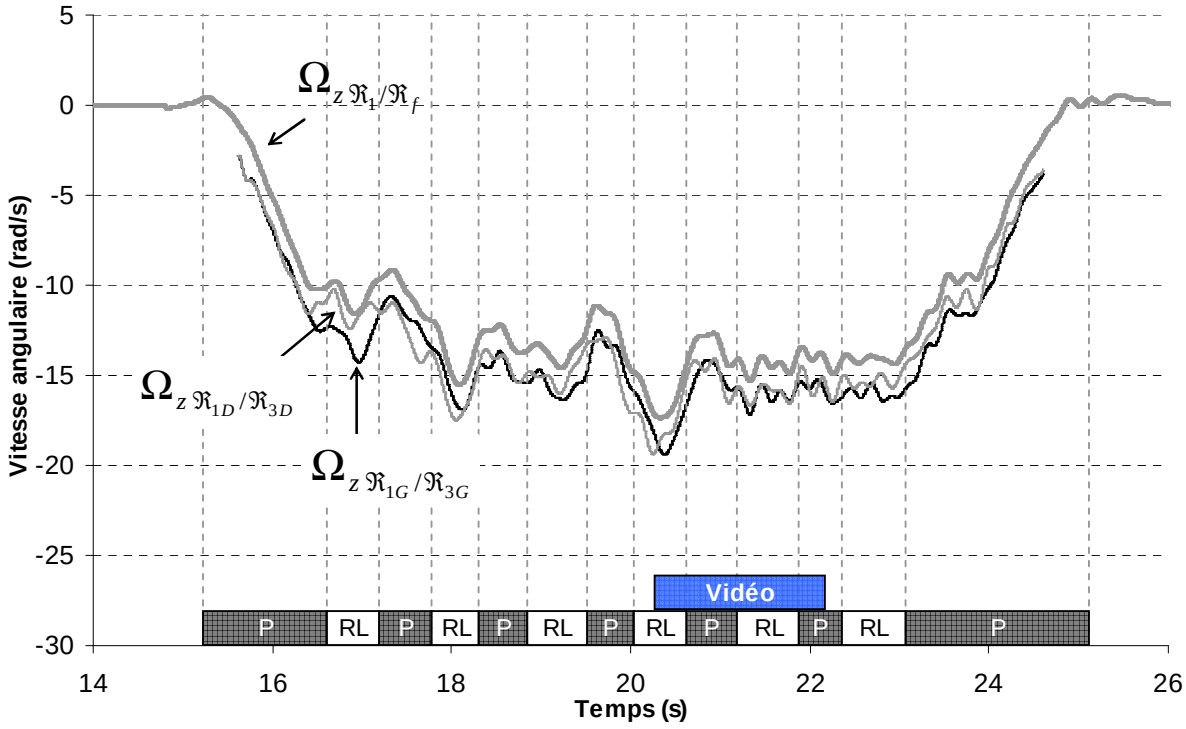


Figure 58 : Evolutions temporelles des vitesses de rotation des roulettes avant autour de leurs axes de rotation.

2.4.1.5. Position du centre de masse du FRET-1

Etant donné que les angles θ_{3G} et θ_{3D} n'étaient ni nuls, ni constants au cours du déplacement, les positions des centres de masse des fourchettes et des roulettes avant variaient dans $\Re_f$, entraînant des mouvements du centre de masse global du FRET-1 dans $\Re_f$. Cependant, les déplacements des centres de masse des fourchettes sont restés inférieurs à 0,5 mm et ± 5 mm dans les directions antéropostérieure et transversale, respectivement, tandis que les déplacements des centres de masse des roulettes étaient inférieurs à 1,0 mm et ± 10 mm suivant ces mêmes directions. Compte tenu des masses des fourchettes et des roulettes par rapport à la masse totale du FRET-1, leurs mouvements induisaient des déplacements maximaux du centre de masse global du FRET-1 de l'ordre de 0,02 mm et ± 0,3 mm dans les directions antéropostérieure et transversale, respectivement. Ces déplacements ont donc légitimement été négligés dans la suite des calculs.

2.4.2. Cinématique du Sujet

Afin de calculer les paramètres cinétiques et énergétiques du système {Sujet + FRM}, il a été nécessaire de calculer les torseurs cinématiques de tous les segments du Sujet. La présentation de ces résultats pourra paraître fastidieuse mais reste nécessaire à la compréhension de l'énergie cinétique et de la puissance mécanique du système {Sujet + FRM}. En outre, l'analyse de ces résultats permettra d'identifier l'importance des mouvements des différents segments du Sujet.

Les grandeurs cinématiques du Sujet ont été obtenues uniquement à partir des enregistrements du système vidéographique 3-D, et elles sont présentées dans $\Re_f$ afin de mieux comprendre les mouvements du Sujet sur le FRET-1.

2.4.2.1. Vitesses des segments du Sujet

Afin de faciliter la comparaison visuelle entre les évolutions temporelles des vitesses linéaires des centres de masse des segments, d'une part, et entre les vitesses angulaire de ces segments, d'autre part, les graphiques ont été présentés avec les mêmes échelles d'ordonnées.

Par ailleurs, avant de calculer les torseurs cinématiques des segments du Sujet, les coordonnées des marqueurs des épines iliaques antérosupérieures et postérosupérieures dans $\Re_f$ ont été filtrées à l'aide d'un filtre passe-bas à 3 Hz car leurs trajectoires présentaient de nombreuses discontinuités dues à l'occlusion régulière de ces marqueurs, notamment ceux des épines iliaques antérosupérieures. Les positions des marqueurs des malléoles médiales et latérales ont, quant à elles, été supposées constantes dans $\Re_f$ car elles étaient présentaient des trajectoires non réalistes[21]. Ces erreurs de trajectoires peuvent être attribuées à la faible visibilité de ces marqueurs qui étaient proches entre eux et évoluaient dans la zone basse du volume de calibration.

2.4.2.1.1. Les membres inférieurs

Les vitesses relatives des centres de masse des cuisses gauche et droite présentaient des valeurs minimales et maximales suivant les différentes composantes, comprises

[21] Exemple : deplacement transversal dans $\Re_f$ des marqueurs des malléoles médiales qui finissaient par se confondre entre eux sans mouvements des marqueurs des malléoles latérales.

entre -0,05 et 0,07 $m.s^{-1}$ et entre -0,05 et 0,09 $m.s^{-1}$, respectivement (Figure 59). Les vitesses relatives des centres de masse des jambes gauche et droite présentaient des valeurs minimales et maximales comprises entre -0,10 et 0,11 $m.s^{-1}$ et entre -0,10 et 0,13 $m.s^{-1}$ pour l'ensemble de leurs trois composantes, respectivement. Enfin, les vitesses relatives des centres de masse des pieds gauche et droit étaient comprises entre -0,11 et 0,16 $m.s^{-1}$ et entre -0,11 et 0,15 $m.s^{-1}$ pour l'ensemble de leurs trois composantes, respectivement. Les évolutions temporelles de ces vitesses relatives étaient donc logiquement très faibles mais n'étaient pas nulles (Figure 59). Il est étonnant de noter que les vitesses linéaires des centres de masse des pieds étaient relativement importantes par rapport aux possibilités réduites de mouvements des pieds sur le repose-pied.

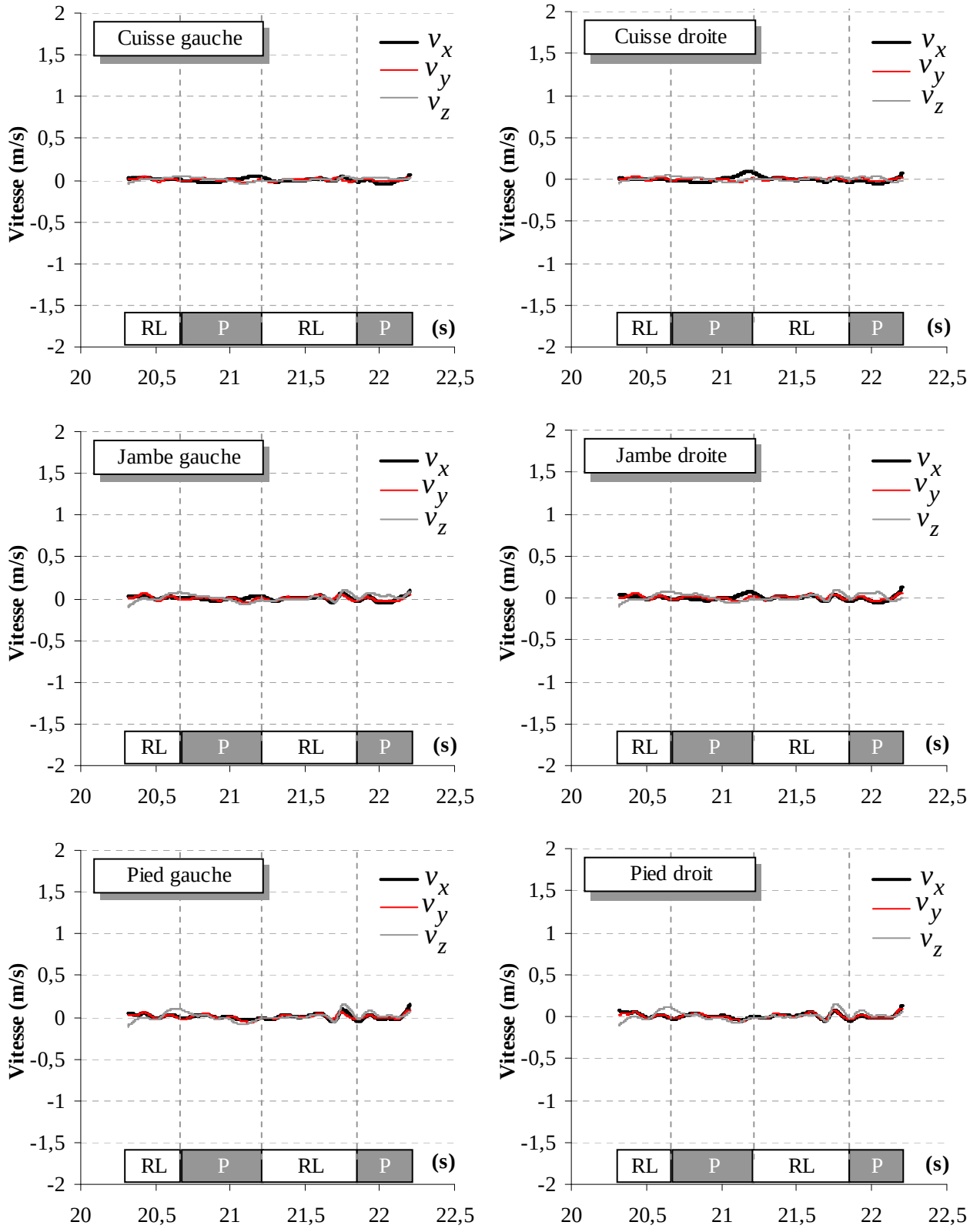


Figure 59 : Evolutions temporelles des trois composantes (v_x, v_y, v_z) des vitesses linéaires relatives des centres de masses des cuisses, des jambes et des pieds dans $\Re_f$.

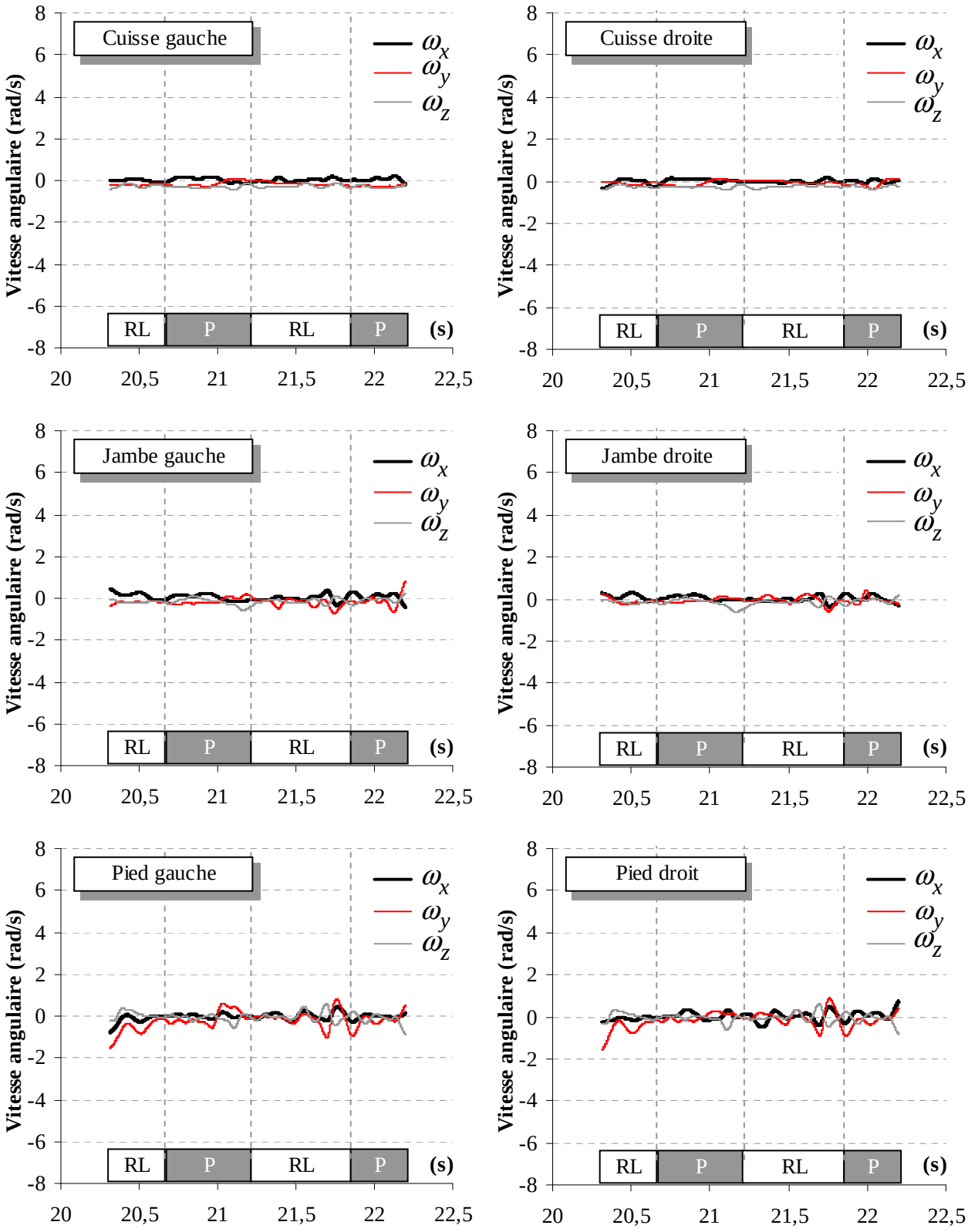


Figure 60 : Evolutions temporelles des trois composantes ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) des vitesses de rotation des cuisses, des jambes et des pieds dans $\Re_f$.

Les trois composantes des vitesses de rotation des cuisses gauche et droite présentaient des valeurs comprises entre -0,47 et 0,21 rad.s^{-1} (-27 à 12 °.s^{-1}) et entre -0,44 et 0,17 rad.s^{-1} (-25 à 10 °.s^{-1}), respectivement (Figure 60). Celles des jambes gauche et droite étaient comprises entre -0,71 et 0,83 rad.s^{-1} (-41 à 48 °.s^{-1}) et entre -0,62 et 0,43 rad.s^{-1} (-36 à 25 °.s^{-1}), respectivement, et celles des pieds gauche et droit étaient comprises entre -1,54 et 0,81 rad.s^{-1} (-88 à 46 °.s^{-1}) et entre -1,58 et 0,89 rad.s^{-1} (-91 à 51 °.s^{-1}), respectivement. Ces valeurs étaient logiquement très faibles pour les cuisses et les jambes mais étonnamment importantes pour les pieds, sachant qu'ils sont restés sur le repose-pied pendant le tout le déplacement.

2.4.2.1.2. Le corps du Sujet

Dans le modèle choisi, le corps du Sujet comprend le pelvis, le tronc – composé de l'abdomen et du thorax – et de l'ensemble tête et cou.

2.4.2.1.2.1. Le pelvis

Pendant la séquence, les trois composantes de la vitesse linéaire du centre de masse du pelvis dans $\Re_f$ étaient comprises entre -0,05 et 0,08 m.s^{-1} (Figure 61) tandis que celles de sa vitesse de rotation étaient comprises entre -0,50 et 0,20 rad.s^{-1} (-29 à 11 °.s^{-1}) (Figure 62). Ces résultats montrent que les mouvements du pelvis pouvaient être considérés comme nuls dans $\Re_f$ au cours de cette séquence.

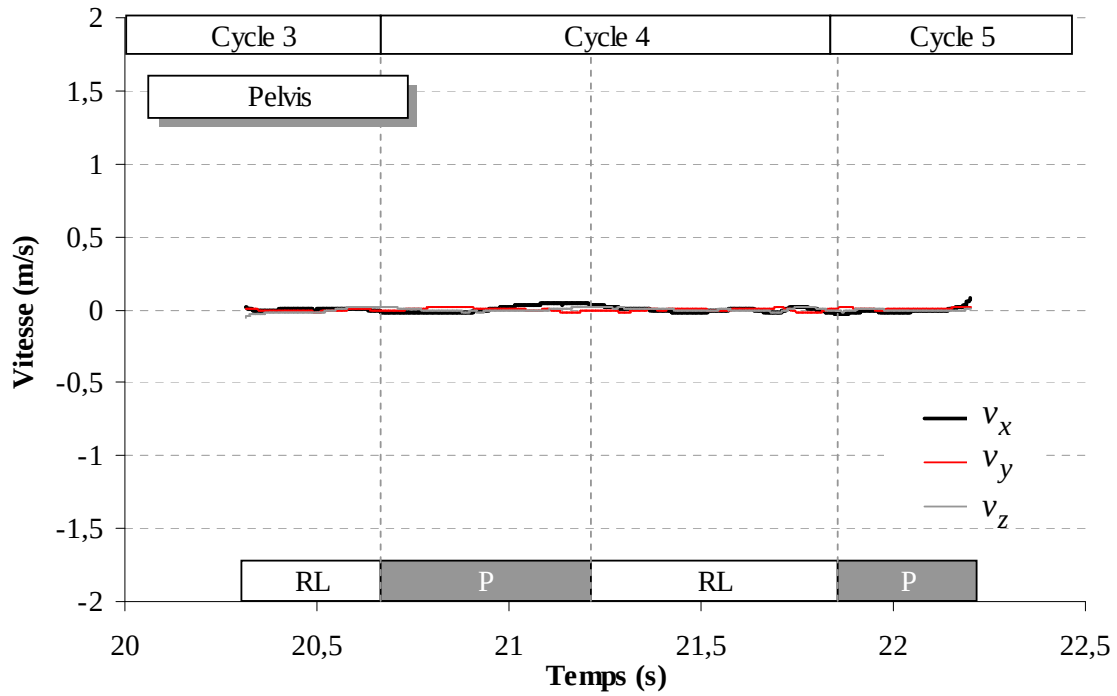


Figure 61 : Evolutions temporelles des trois composantes (v_x, v_y, v_z) de la vitesse linéaire relative du centre de masse du pelvis dans $\Re_f$.

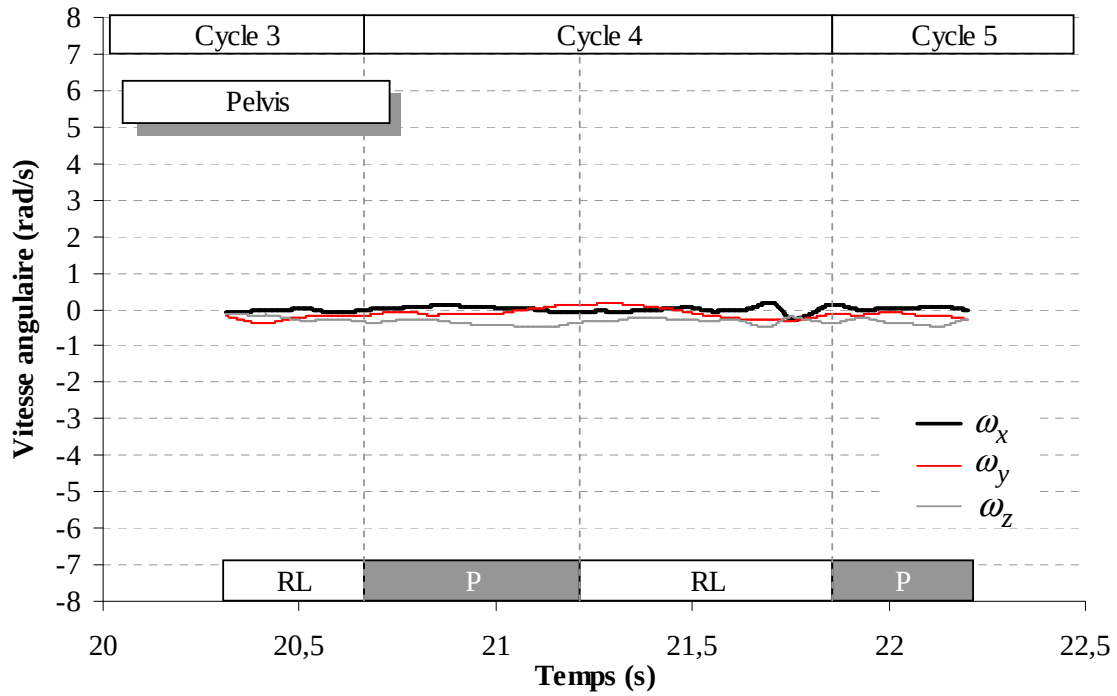


Figure 62 : Evolutions temporelles des trois composantes ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) de la vitesse de rotation du pelvis dans $\Re_f$.

2.4.2.1.2.2. Le tronc

Comme le pelvis, les trois composantes de la vitesse linéaire relative du centre de masse de l'abdomen étaient comprises entre -0,05 et 0,08 $m.s^{-1}$ (Figure 63) et celles de sa vitesse de rotation étaient comprises entre -0,88 et 0,51 $rad.s^{-1}$ (-50 à 29 $°.s^{-1}$) (Figure 64). Pour le thorax, les trois composantes de la vitesse relative du centre de masse étaient comprises entre -0,10 et 0,12 $m.s^{-1}$ (Figure 65) tandis que celles de sa vitesse de rotation étaient comprises entre -0,92 et 0,29 $rad.s^{-1}$ (-53 à 17 $°.s^{-1}$) (Figure 66). Il est intéressant de remarquer que la composante antéropostérieure de la vitesse linéaire du centre de masse du thorax était positive pendant la phase de poussée et négative pendant la phase de roue libre. Ces résultats traduisaient des mouvements du centre de masse du thorax dans $\Re_f$ vers l'avant pendant la phase de poussée et vers l'arrière pendant la phase de roue libre. Ces mouvements étaient moins évidents pour l'abdomen, dont les vitesses étaient très proches de zéro. En outre, les composantes transversales des vitesses de rotation de l'abdomen et du thorax sont restées négatives pendant presque toute la séquence vidéographique, traduisant un mouvement de bascule uniquement vers l'avant pendant tout le cycle présenté. Ce résultat apparemment surprenant rappelle que le cycle analysé ne peut pas être considéré comme un cycle standard et que les grandeurs cinématiques de ce cycle dépendent également des actions précédentes, avant d'entrer dans le champs des caméras, et non prises en compte par cette analyse restreinte.

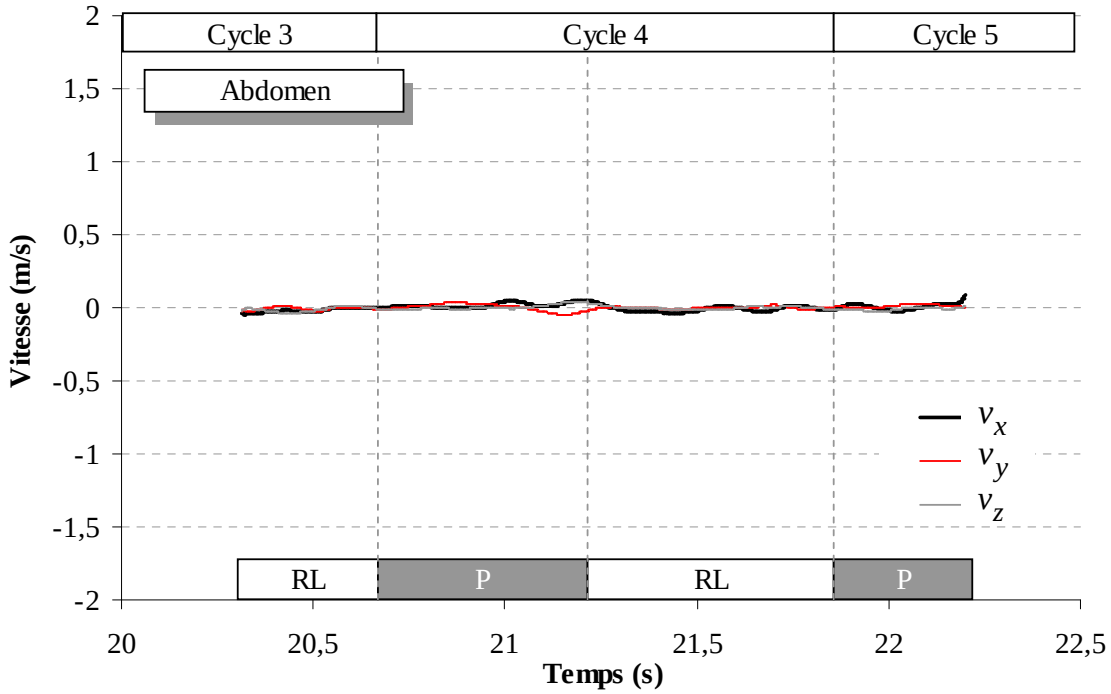


Figure 63 : Evolutions temporelles des trois composantes (v_x, v_y, v_z) de la vitesse linéaire relative du centre de masse de l'abdomen dans $\Re_f$.

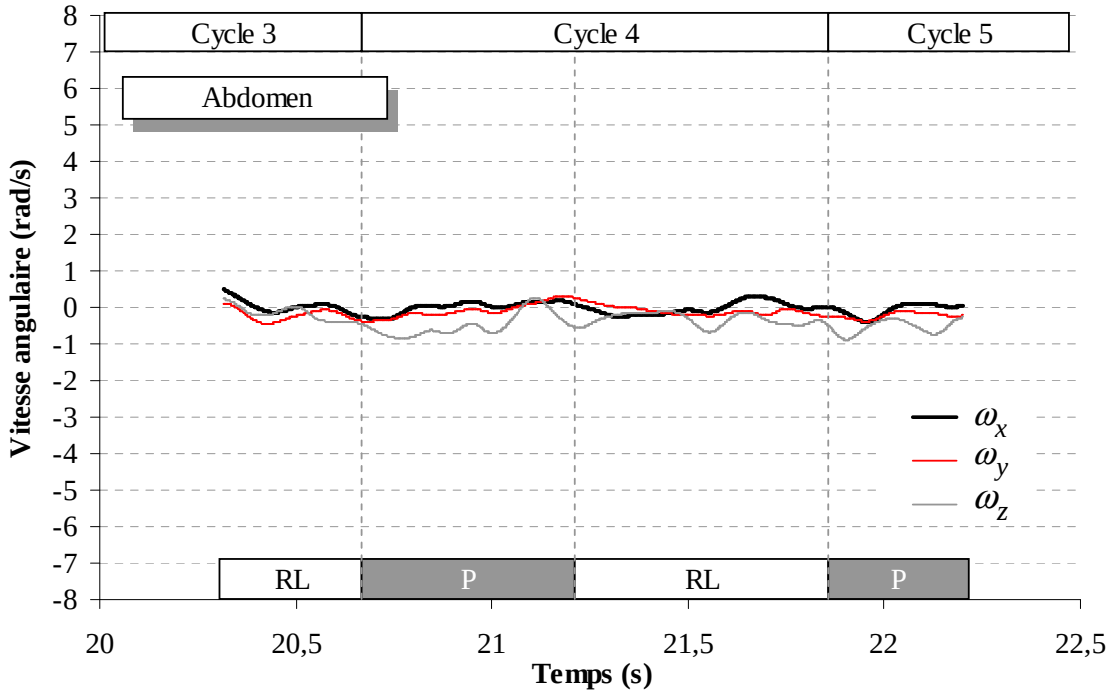


Figure 64 : Evolutions temporelles des trois composantes $(\omega_x, \omega_y, \omega_z)$ de la vitesse de rotation de l'abdomen dans $\Re_f$.

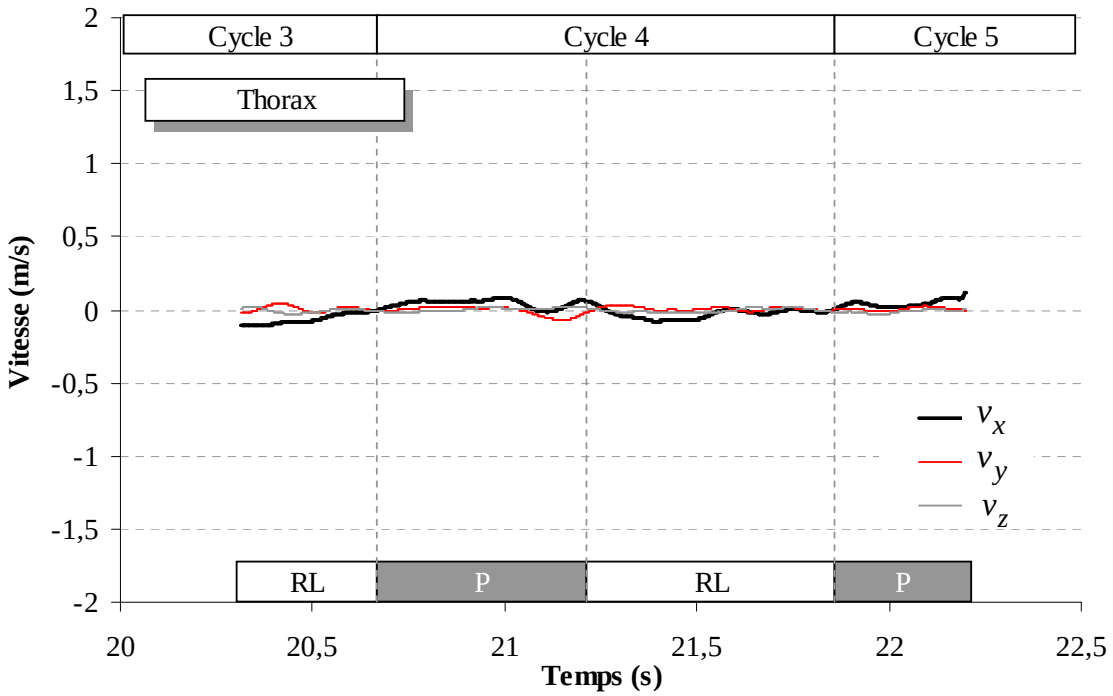


Figure 65 : Evolutions temporelles des trois composantes (v_x, v_y, v_z) de la vitesse linéaire relative du centre de masse du thorax dans $\Re_f$.

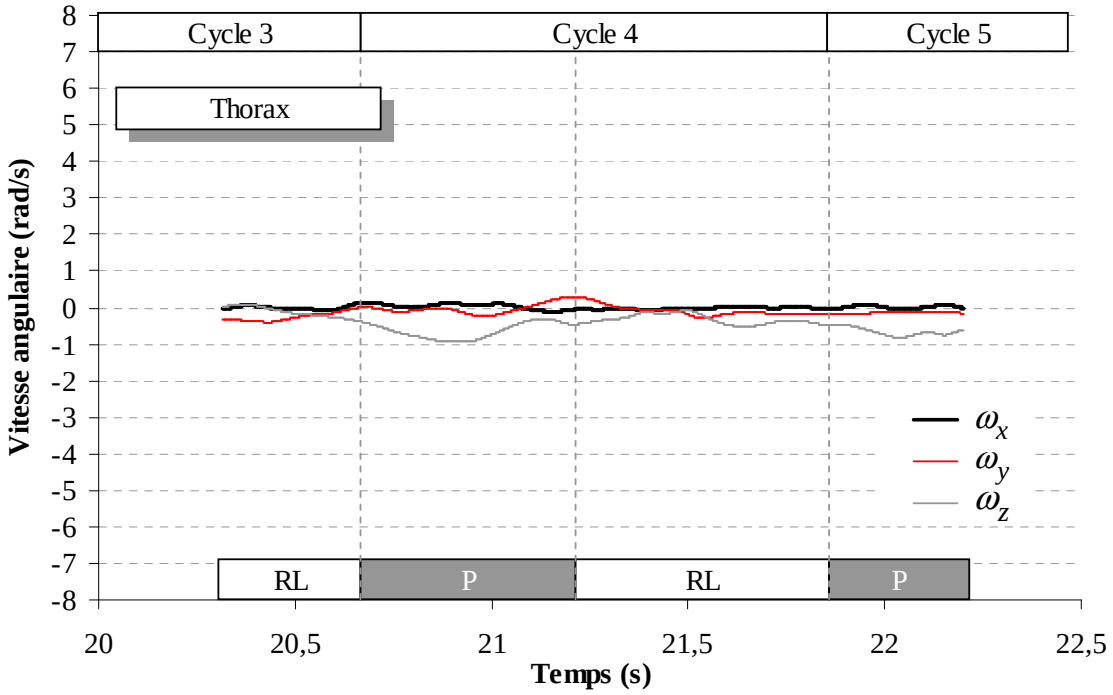


Figure 66 : Evolutions temporelles des trois composantes $(\omega_x, \omega_y, \omega_z)$ de la vitesse de rotation du thorax dans $\Re_f$.

2.4.2.1.2.3. La tête et le cou

Les trois composantes de la vitesse linéaire relative du centre de masse de l'ensemble {tête + cou} étaient comprises entre -0,17 et 0,18 $m.s^{-1}$ (Figure 67) et ces valeurs étaient toutes les deux atteintes suivant la direction antéropostérieure, pendant les phases de roue libre et de poussée, respectivement, tandis que les composantes verticale et transversale étaient quasiment nulles puisque comprises entre -0,06 et 0,08 $m.s^{-1}$. Ces résultats signifient que l'ensemble {tête + cou} avait principalement un mouvement vers l'avant pendant la phase de poussée et vers l'arrière pendant la phase de roue libre.

Les trois composantes de la vitesse de rotation de l'ensemble {tête + cou} (Figure 68) étaient comprises entre -0,95 et 0,14 $rad.s^{-1}$ (-54 à 9 $°.s^{-1}$). La composante transversale était négative tout au long de la séquence analysée et comprise entre -0,95 et -0,17 $rad.s^{-1}$ (-54 à -10 $°.s^{-1}$), alors que les composantes antéropostérieure et verticale étaient quasiment nulles et restaient comprises entre -0,33 et 0,15 $rad.s^{-1}$ (-0,19 à 9 $°.s^{-1}$). Ces résultats traduisent un mouvement de bascule vers l'avant de l'ensemble {tête + cou} pendant toute la séquence et comme pour l'abdomen et le thorax, ils montrent que le cycle analysé ne peut pas être assimilé à un cycle de propulsion standard.

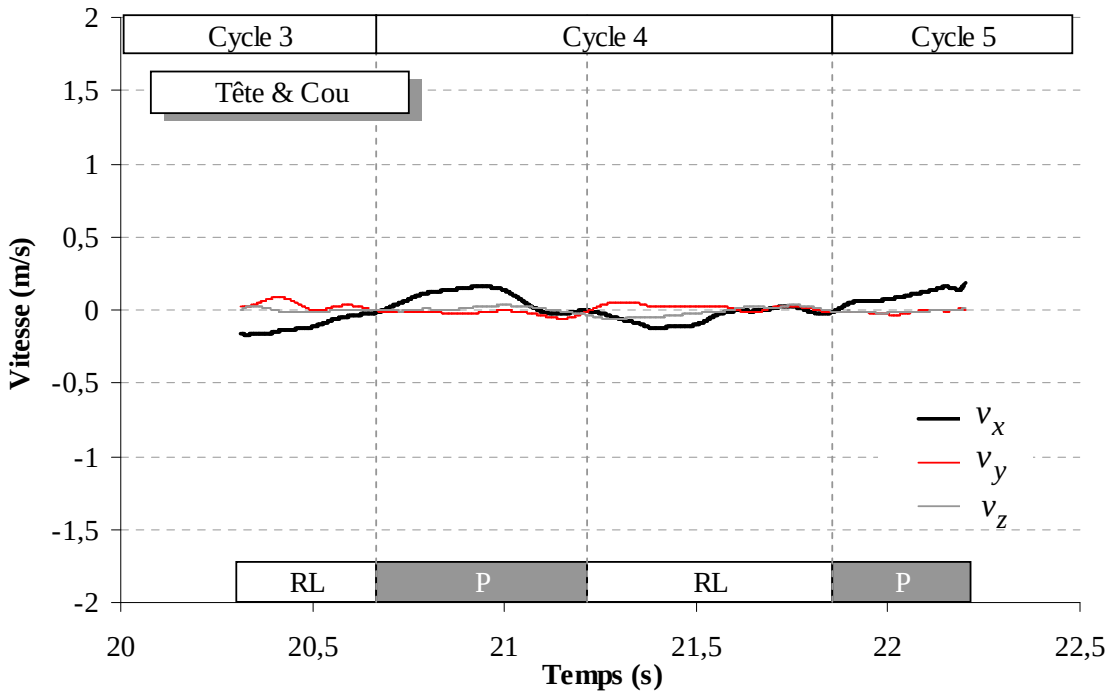


Figure 67 : Evolutions temporelles des trois composantes (v_x, v_y, v_z) de la vitesse linéaire relative du centre de masse de l'ensemble {tête + cou} dans $\Re_f$.

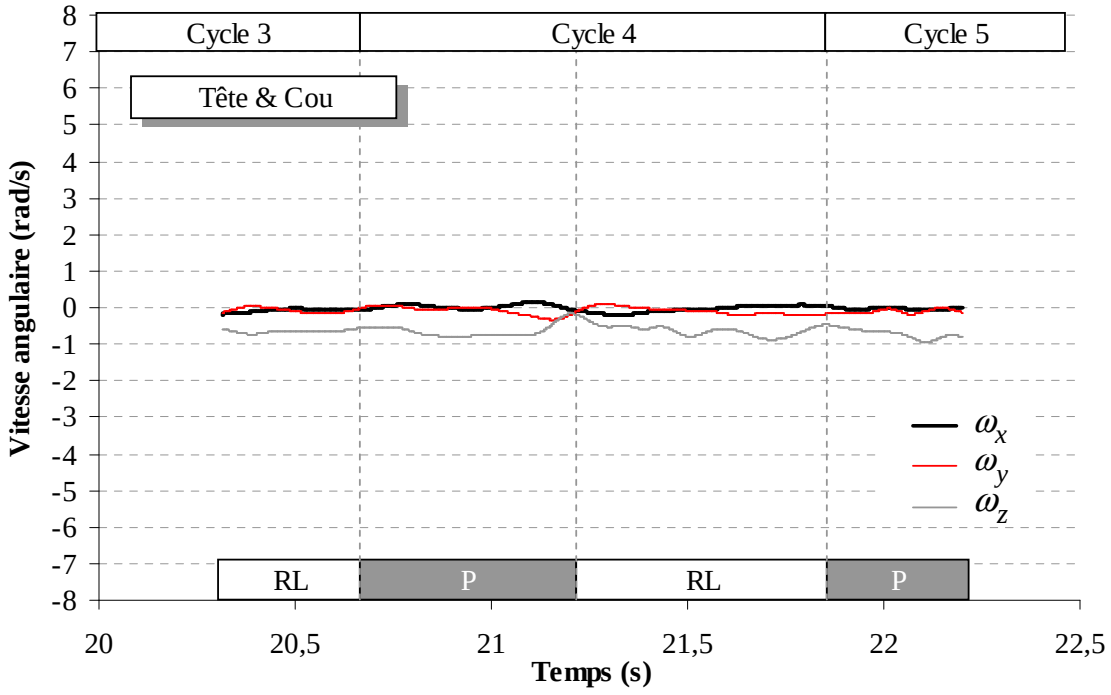


Figure 68 : Evolutions temporelles des trois composantes ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) de la vitesse de rotation de l'ensemble {tête + cou} dans $\Re_f$.

2.4.2.1.3. Les membres supérieurs

2.4.2.1.3.1. Les bras

Contrairement aux segments des membres inférieurs et du corps du Sujet, les vitesses linéaires relatives des centres de masse des bras dans $\Re_f$ présentaient des valeurs importantes. Ainsi, les composantes antéropostérieures des deux bras étaient globalement comprises entre -0,50 et 0,50 $m.s^{-1}$ tandis que leurs composantes verticales et transversales étaient globalement comprises entre -0,25 et 0,25 $m.s^{-1}$ (Figure 69). Les évolutions temporelles des composantes antéropostérieures et verticales des deux bras étaient presque identiques et synchrones alors que les composantes transversales étaient opposées. Ainsi, pendant la phase de poussée, les vitesses des centres de masse des bras augmentaient dans la direction antéropostérieure, tandis qu'elles diminuaient dans la direction verticale, traduisant un mouvement accéléré de ces segments vers l'avant et le bas. Dans la direction transversale, les vitesses linéaires des bras traduisaient leurs mouvements vers l'extérieur du FRM pendant la première moitié de la phase de poussée, puis leurs mouvements vers l'intérieur pendant la seconde moitié. Pendant la phase de roue libre, les composantes antéropostérieures négatives et les composantes verticales positives, traduisaient un mouvement vers l'arrière et le haut. Les composantes transversales traduisaient un léger mouvement des bras vers l'extérieur du FRM pendant la première moitié de la phase de roue libre, suivi d'un mouvement vers l'intérieur pendant la seconde moitié.

Les vitesses de rotation des deux bras étaient globalement opposées suivant les directions antéropostérieure et verticale, mais elles étaient logiquement similaires dans la direction transversale (Figure 69). Ainsi, les composantes transversales des vitesses de rotation des deux bras présentaient des valeurs positives pendant la phase poussée,

atteignant environ 2 rad.s^{-1}, et des valeurs négatives pendant la phase de roue libre, atteignant environ -3 rad.s^{-1}. Ces vitesses traduisaient un mouvement d'extension des épaules pendant la phase de poussée, suivi d'un mouvement de flexion pendant la roue libre, correspondant au retour des bras vers l'arrière du FRM. Les composantes antéropostérieures traduisaient un mouvement d'adduction des épaules pendant la phase de poussée, suivi d'un mouvement d'abduction pendant la phase de roue libre. Enfin, les composantes verticales résultaient, quant à elles, des mouvements dans les deux autres directions.

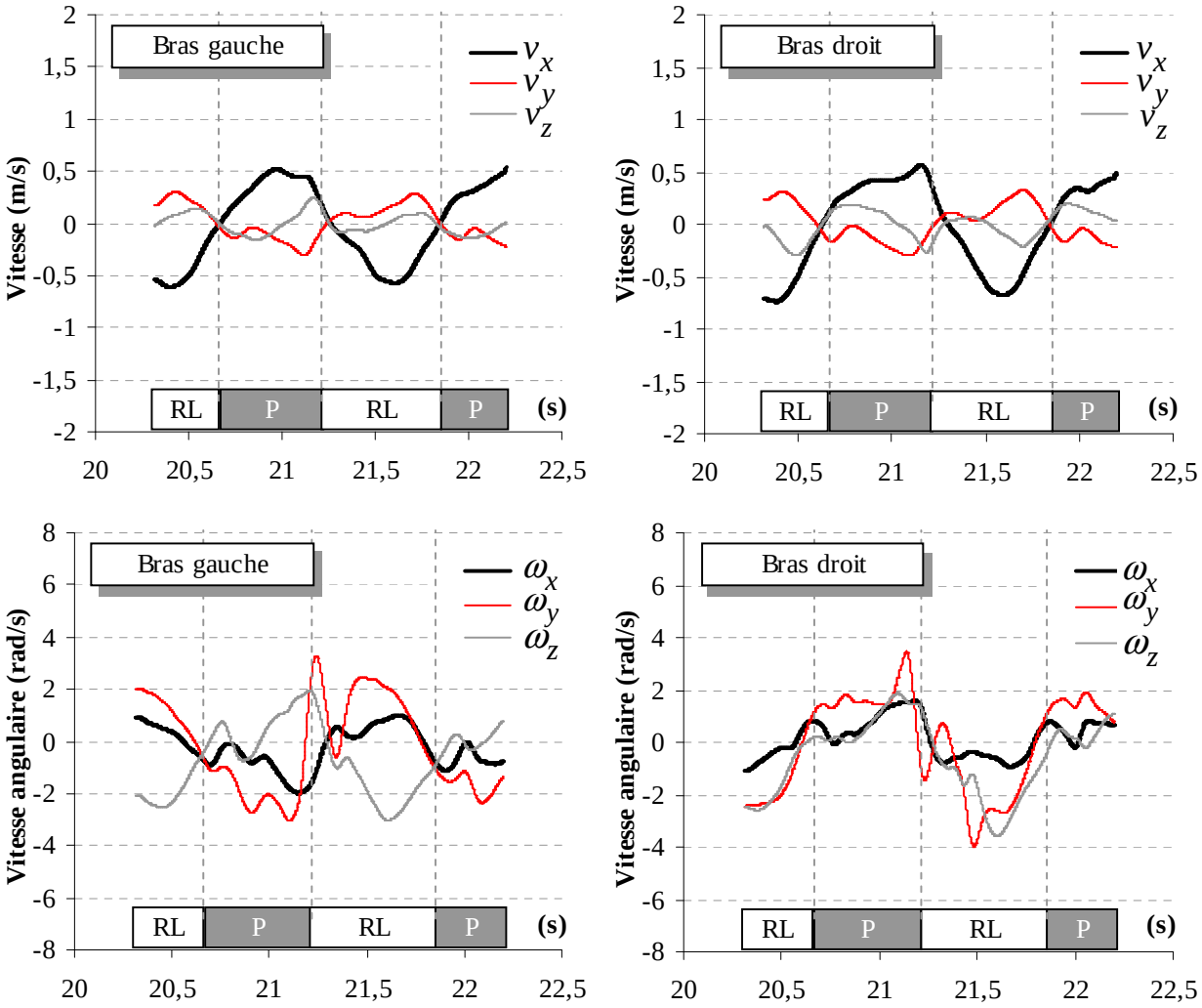


Figure 69 : Evolutions temporelles des trois composantes des vitesses linéaires relatives (v_x, v_y, v_z) des centres de masse des bras gauche et droit dans $\Re_f$ (en haut) et des vitesses angulaires ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) de ces segments (en bas).

2.4.2.1.3.2. Les avant-bras

Les vitesses linéaires relatives des centres de masse des deux avant-bras dans $\Re_f$ présentaient des évolutions semblables à celles des bras, mais avec des amplitudes supérieures (Figure 70). Ainsi, elles étaient similaires entre les deux avant-bras suivant les directions antéropostérieure et verticale, tandis qu'elles étaient opposées suivant la direction transversale. Pendant la phase de poussée, les vitesses des deux avant-bras traduisaient un mouvement vers l'avant et le bas et atteignaient des valeurs proches de 1,00 $m.s^{-1}$ dans la direction antéropostérieure et de -0,50 $m.s^{-1}$ dans la direction verticale. Dans le même temps, les composantes transversales traduisaient un mouvement vers l'extérieur du FRM pendent la première moitié de la phase de poussée, suivi d'un mouvement vers l'intérieur du FRM pendant la seconde moitié. Ces vitesses transversales étaient de signes opposés entre les bras gauche et droit et entre les deux moitié de la phase de poussée, présentant des valeurs maximales d'environ 0,25 $m.s^{-1}$ pendant la première moitié et d'environ 0,50 $m.s^{-1}$ pendant la seconde moitié. Pendant la phase de roue libre, les vitesses relatives des deux avant-bras traduisaient un mouvement vers l'arrière et le haut et atteignaient des valeurs de 1,25 à 1,50 $m.s^{-1}$ suivant la direction antéropostérieure et légèrement supérieures à 0,25 $m.s^{-1}$ suivant la direction verticale. Dans la direction transversale, les vitesses relatives des avant-bras traduisaient un mouvement vers l'intérieur du FRM, dans la continuité de la fin de la phase de poussée, puis elles reflétaient un mouvement vers l'extérieur du FRM et atteignaient $\pm$ 0,25 $m.s^{-1}$.

Les vitesses de rotation présentaient des évolutions logiquement similaires entre les deux avant-bras dans la direction transversale, mais opposées dans les directions antéropostérieures et verticales (Figure 70). Ainsi, les avant-bras suivaient le

mouvement de flexion du coude pendant les deux premiers tiers de la phase de poussée, puis le mouvement d'extension pendant le dernier tiers ; la composante transversale de la vitesse de rotation pouvait alors dépasser ± 2 rad.s^{-1}. De même, pendant presque la moitié de la phase de roue libre, l'avant-bras suivait le mouvement de flexion du coude, puis le mouvement d'extension préparatoire à la saisie des mains courantes du cycle de propulsion suivant.

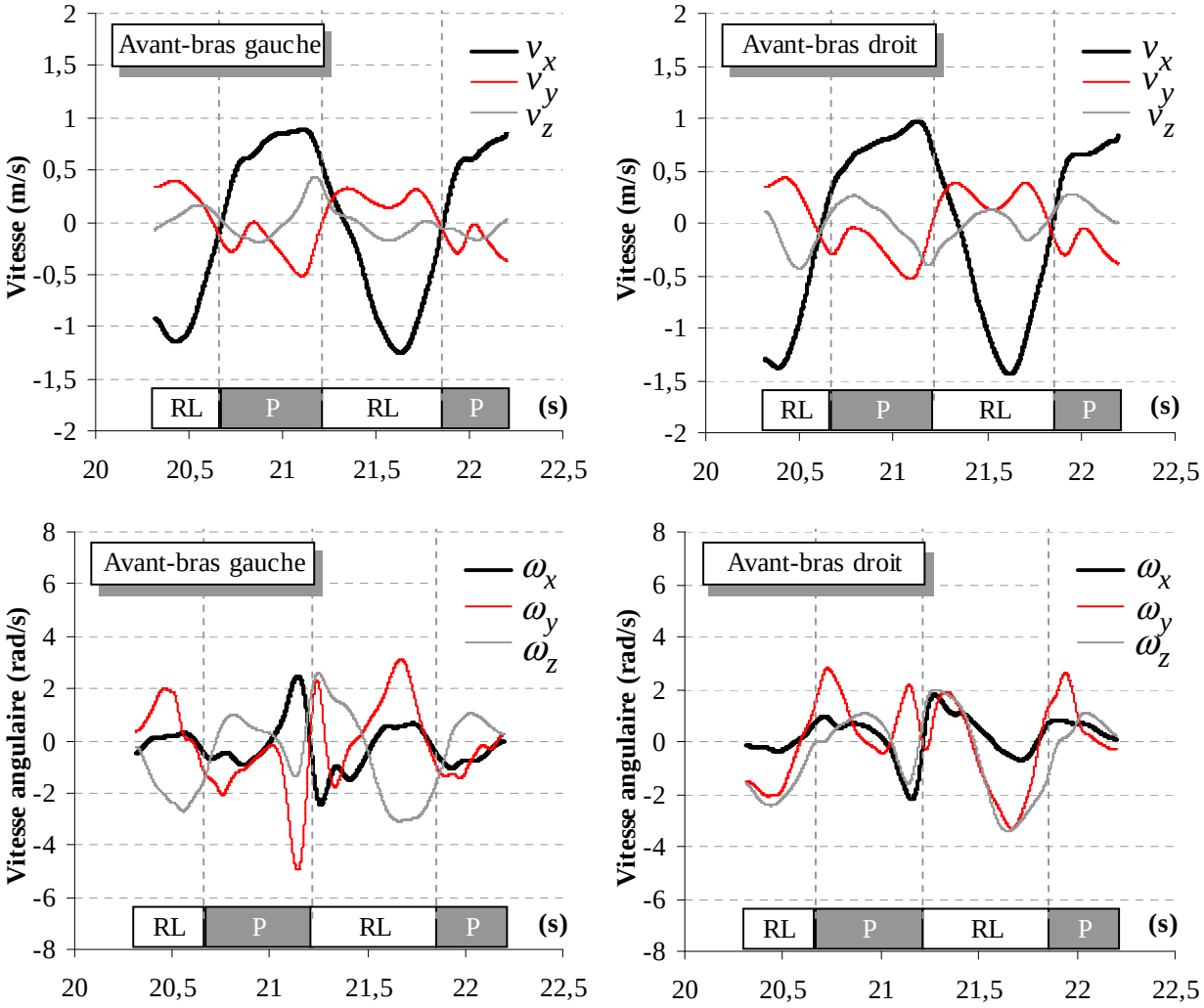


Figure 70 : Evolutions temporelles des trois composantes des vitesses linéaires relatives (v_x, v_y, v_z) des centres de masse des avant-bras gauche et droit dans $\Re_f$ (en haut) et des vitesses angulaires ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) de ces segments (en bas).

2.4.2.1.3.3. Les mains

Comme pour les bras et les avant-bras, les vitesses linéaires relatives des centres de masse des deux mains étaient similaires suivant les directions antéropostérieure et verticale et opposées suivant la direction transversale (Figure 71). Pendant la phase de poussée, les évolutions temporelles de ces vitesses traduisaient un mouvement vers l'avant et le bas, atteignant des valeurs maximales proches de 1,0 $m.s^{-1}$ suivant la direction antéropostérieure et dépassant -0,5 $m.s^{-1}$ suivant la direction verticale. Dans la direction transversale, la vitesse était nulle pendant la phase de poussée, en raison de la saisie des mains courantes. Pendant la première moitié de la phase de roue libre, ces deux composantes traduisaient un mouvement vers l'arrière et le haut, suivi d'un mouvement vers l'arrière et le bas pour saisir les mains courantes pendant la seconde moitié. Les vitesses maximales dépassaient alors -1,5 $m.s^{-1}$ suivant la direction antéropostérieure et 0,75 $m.s^{-1}$ suivant la direction verticale. Pendant la première moitié de la phase de roue libre, la vitesse transversale du centre de masse des mains traduisait un mouvement vers l'intérieur du FRM, suivi d'un mouvement vers l'extérieur du FRM pendant la seconde moitié.

Les vitesses de rotation des deux mains présentaient des évolutions similaires suivant la direction transversale. Ainsi, ces composantes étaient positives au début de la phase de poussée, traduisant une légère abduction du poignet dans le but de saisir complètement les mains courantes. Ensuite, elles devenaient négatives, ce qui traduisait un mouvement d'adduction du poignet destiné à accompagner les rotations des mains courantes. Dans les derniers instants de la phase de poussée, les valeurs redevenaient positives en raison du relâchement progressif des mains courantes. Pendant les deux premiers tiers de la phase de roue libre, les composantes transversales des vitesses de

rotation des mains étaient positives, avant de devenir négatives pendant le dernier tiers, préparant ainsi la saisie des mains courantes.

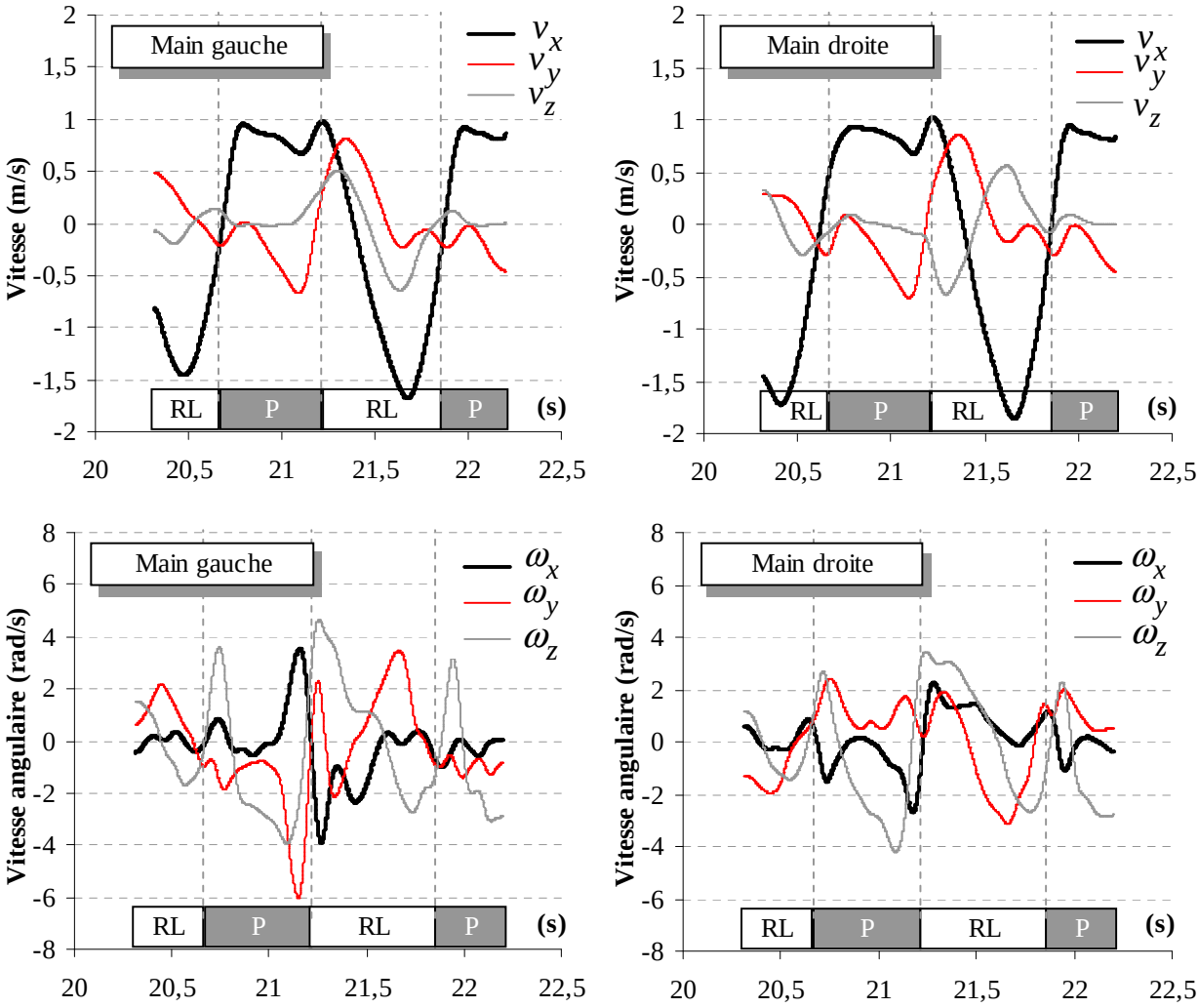


Figure 71 : Evolutions temporelles des trois composantes des vitesses linéaires relatives (v_x, v_y, v_z) des centres de masse des mains gauche et droite dans $\Re_f$ (en haut) et des vitesses angulaires ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) de ces segments (en bas).

2.4.2.2. Vitesse et position du centre de masse du Sujet

A partir des vitesses linéaires relatives des seize segments du Sujet, il a été possible de calculer la vitesse relative du centre de masse du Sujet sur le FRET-1 au cours de la séquence vidéographique. Celle-ci présentait de faibles variations, comprises entre -0,13 et 0,15 m.s^{-1} suivant la direction antéropostérieure (Figure 72). Dans cette direction, $\vec{v}_{G_S / \Re_f}$ traduisait un mouvement vers l'avant du FRM pendant toute la phase de poussée, qui se continuait pendant les premiers instants de la phase de roue libre, suivi d'un mouvement de retour vers l'arrière du FRM. Dans la direction verticale, $\vec{v}_{G_S / \Re_f}$ traduisait un mouvement vers le bas pendant la phase de poussée, suivi d'un mouvement vers le haut dès le début de la phase de roue libre. La composante transversale de $\vec{v}_{G_S / \Re_f}$ était globalement nulle pendant toute la séquence.

Au niveau des déplacements, les positions transversales ($\vec{k}_f$) du centre de masse global du Sujet sont restées comprises entre 0,2 et 0,8 cm, c'est-à-dire dans un intervalle qui permet d'assimiler le mouvement de G_S dans $\Re_f$ à un mouvement dans le plan sagittal médian du FRM. Suivant les directions antéropostérieure et verticale, les positions de G_S étaient comprises entre 0,163 et 0,206 m et entre 0,445 et 0,459 m, soit des amplitudes de 4,3 et de 1,4 cm, respectivement (Figure 73). Ainsi, la trajectoire de G_S traduisait un déplacement vers le bas et l'avant pendant la phase de poussée et à un déplacement vers le haut et l'arrière pendant la phase de roue libre.

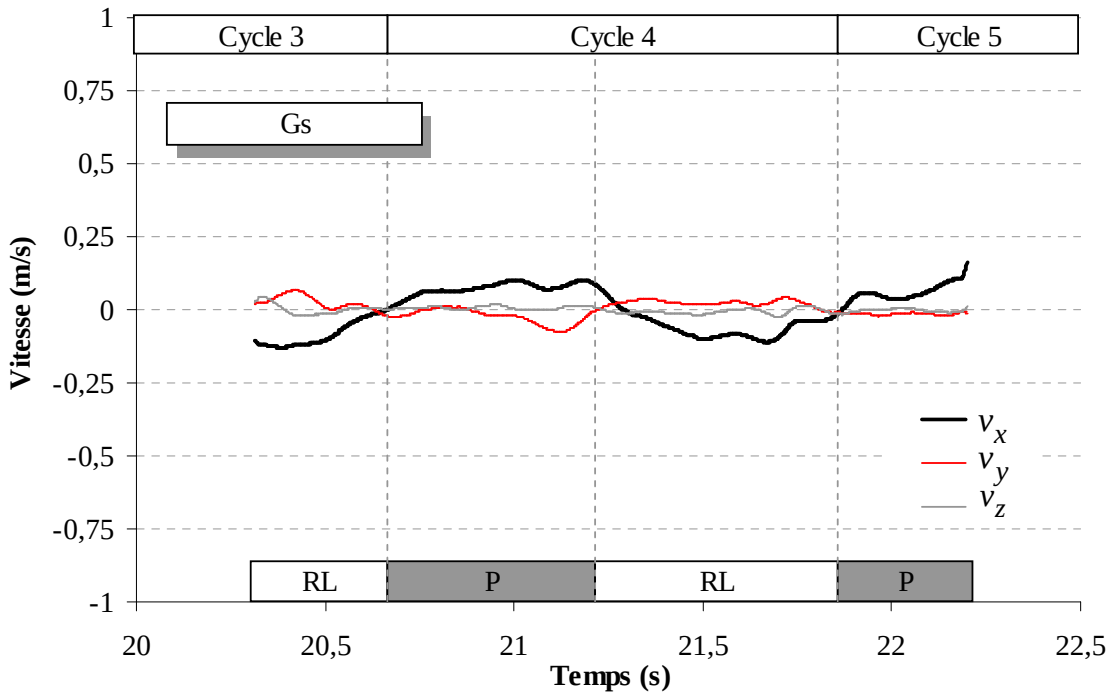


Figure 72 : Evolutions temporelles des trois composantes (v_x, v_y, v_z) de la vitesse du centre de masse du Sujet dans $\Re_f$.

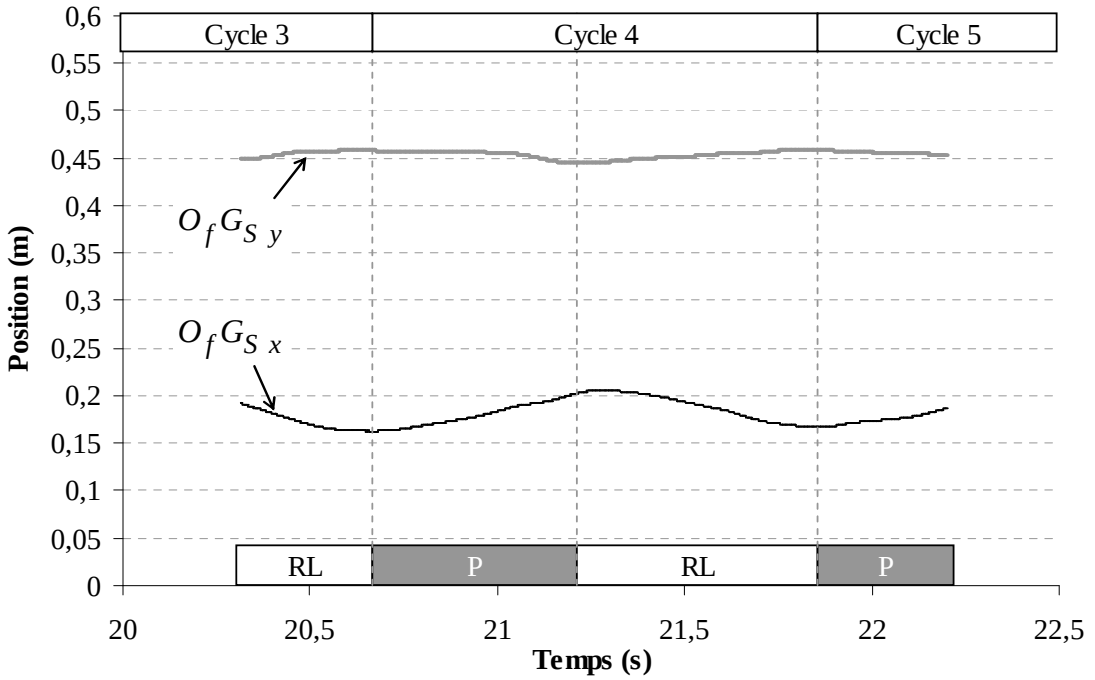


Figure 73 : Evolutions temporelles des positions du centre de masse du Sujet (G_S) suivant les directions antéropostérieure et verticale de $\Re_f$.

Dans le même temps, les positions du centre de masse global du tronc et de la tête évoluaient entre 0,053 et 0,080 m suivant la direction antéropostérieure et entre 0,670 et 0,677 m dans la direction verticale, soit des amplitudes de 2,7 et 0,7 cm, respectivement. Ces résultats montrent que le déplacement de l'ensemble {tronc + tête} restait très modéré au cours du cycle de propulsion. Inversement, le centre de masse global des membres supérieurs évoluait entre -0,076 et 0,254 m et entre 0,458 et 0,573 m suivant les directions antéropostérieure et verticale, soit des amplitudes de déplacement de 33,0 et de 11,5 cm, respectivement.

2.5. Energie cinétique

2.5.1. Le FRET-1

Les torseurs cinématiques des sept éléments du FRET-1 ont permis de calculer son énergie cinétique totale, et de distinguer les composantes de translation et de rotation. L'énergie cinétique totale du FRET-1 a été calculée de deux manières :

- A partir du modèle complet, en prenant en compte les mouvements des fourchettes et des roulettes avant dans $\Re_f$, ainsi que les rotations du FRET-1 dans $\Re$;
- A partir du modèle simplifié du déplacement strictement rectiligne, c'est-à-dire à partir de la translation de l'origine de $\Re_f$ et des vitesses théoriques de rotation des quatre roues autour de leurs axes, calculées à partir de la vitesse de translation de l'origine du référentiel du FRET-1 ($\vec{v}_{O_f / \Re}$).

Dans les deux cas, l'énergie cinétique de translation évoluait entre 15,0 J et 22,0 J, soit une variation de 7,0 J pendant le quatrième cycle de propulsion (Figure 74). Par ailleurs, la valeur minimale était atteinte pendant la phase de poussée tandis que la valeur maximale était atteinte pendant la phase de roue libre. Les différences entre les deux modèles étaient comprises entre 0,008 J et 0,215 J et restaient faibles au regard des valeurs moyennes et maximales de l'ensemble du déplacement qui étaient de 14,0 J et 28,1 J, respectivement.

L'énergie cinétique de rotation du FRET-1 présentait un profil d'évolution similaire à la composante de translation mais avec des valeurs nettement plus faibles puisqu'elles étaient comprises entre 1,6 J et 2,3 J soit une variation de 0,7 J au cours du quatrième cycle de propulsion (Figure 75). Les valeurs minimale et maximale étaient atteintes pendant la phase de poussée et de roue libre, respectivement, de manière synchrone avec celles de la composante de translation. Les différences entre le modèle complet et le modèle simplifié étaient comprises entre 0,003 J et 0,183 J au cours de l'ensemble du déplacement. Rapportées aux valeurs moyenne (1,5 J) et maximale (2,9 J), ces différences étaient relativement plus conséquentes que pour la composante de translation.

Au cours du cycle 4, l'énergie cinétique totale du FRET-1 variait de 7,7 J et la valeur minimale (16,5 J) était atteinte pendant la phase de poussée tandis que la valeur maximale (24,2 J) était atteinte pendant la phase de roue libre (Figure 76). La comparaison des deux modèles montre des différences comprises entre 0,022 J et 0,398 J et qui ne représentaient qu'une faible partie de l'énergie cinétique totale, dont les valeurs moyenne et maximale étaient de 15,5 et 31,1 J, respectivement.

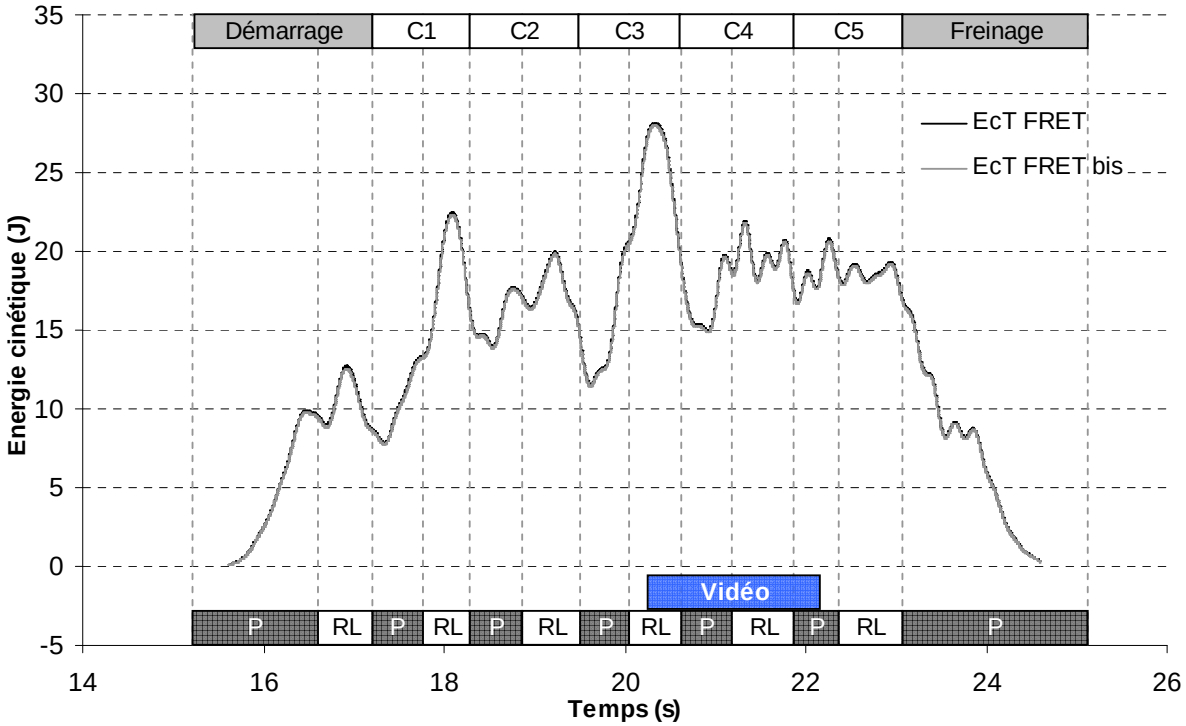


Figure 74 : Evolutions temporelles des composantes de translation de l'énergie cinétique du FRET-1, calculées à partir du modèle complet (EcT FRET) et du modèle simplifié (EcT FRET bis).

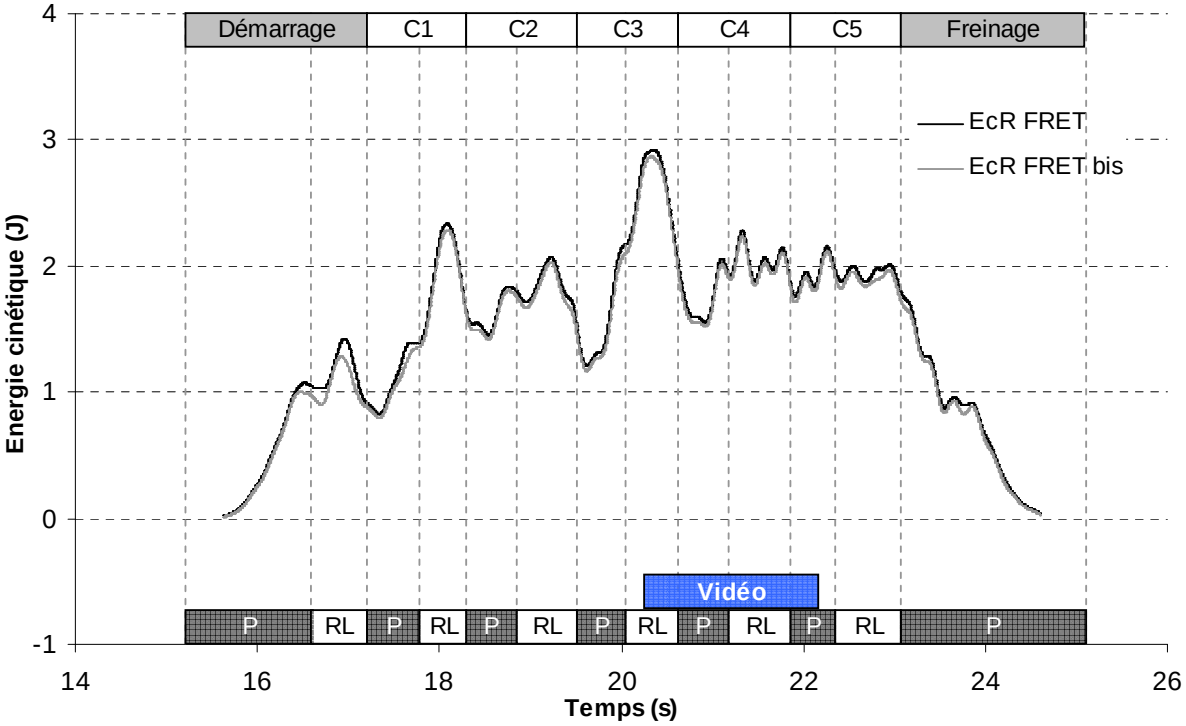
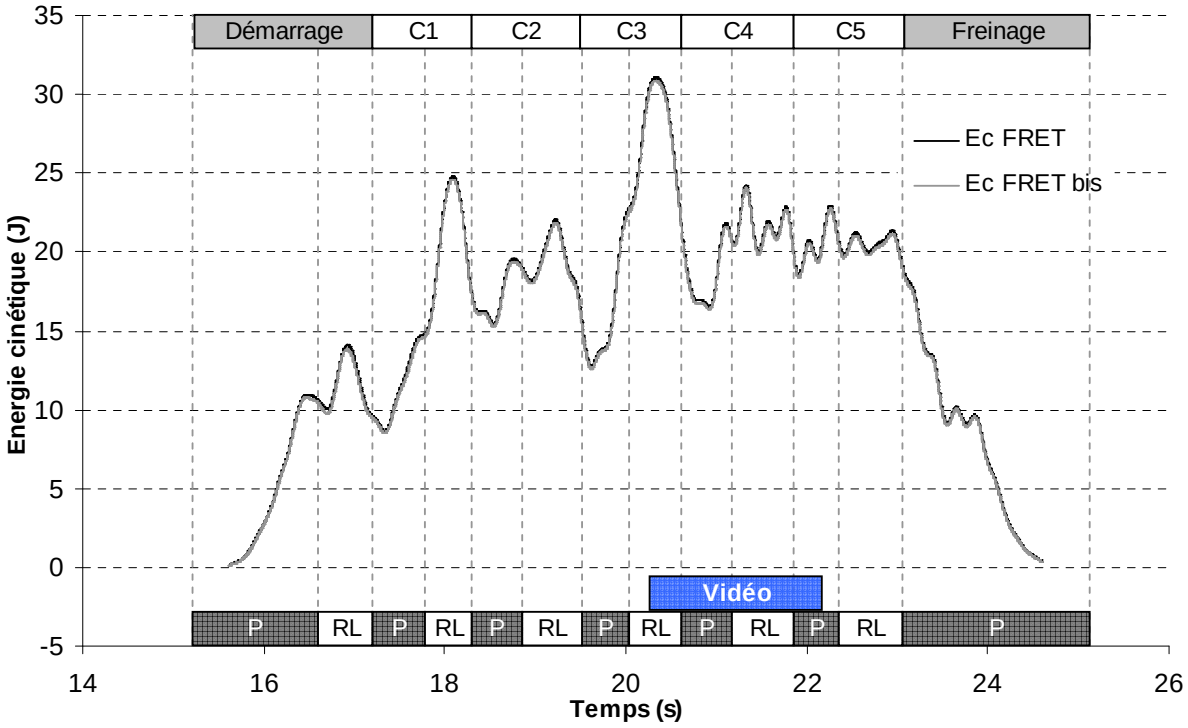


Figure 75 : Evolutions temporelles des composantes de rotation de l'énergie cinétique du FRET-1, calculées à partir du modèle complet (EcR FRET) et du modèle simplifié



(EcR FRET bis).

Figure 76 : Evolutions temporelles de l'énergie cinétique totale du FRET-1, calculées à partir du modèle complet (Ec FRET) et du modèle simplifié (Ec FRET bis).

2.5.2. Le Sujet

L'énergie cinétique totale du Sujet ($E_c\{Sujet\}$) a été calculée à partir des données du système vidéographique et a été dissociée en une composante due à la translation de son centre de masse ($E_{cExt}\{Sujet\}$), et une composante due aux mouvements - de translation et de rotation - de ses segments dans son référentiel barycentrique $\Re_S^*$ ($E_{cGes}\{Sujet\}$).

Au cours du cycle 4, l'énergie cinétique de translation du centre de masse du Sujet était comprise entre 29,9 et 42,1 J, soit une variation de 12,2 J. $E_{cExt}\{Sujet\}$ augmentait pendant presque la totalité de la phase de poussée, puis diminuait progressivement

jusqu'à la fin de la phase de roue libre (Figure 77). La seconde composante, qui correspondait à la gesticulation du Sujet dans $\Re_S^*$, montrait une légère augmentation pendant la phase de poussée, puis une diminution pendant le premier tiers de la phase de roue libre, suivie d'une forte augmentation pendant le second tiers, avant de diminuer à nouveau jusqu'à la fin de cette phase. $E_{cGes}\{Sujet\}$ était comprise entre 1,0 et 7,1 J pendant le quatrième cycle soit une variation de 6,1 J. Ses valeurs minimale et maximale étaient atteintes au début de la phase de poussée et à la fin du second tiers de la phase de roue libre, respectivement. Pendant la phase de poussée, sa valeur maximale était de 5,5 J.

L'énergie cinétique totale du Sujet était comprise entre 31,0 et 47,5 J, soit une variation de 16,5 J au cours du quatrième cycle propulsion (Figure 77). L'évolution de $E_c\{Sujet\}$ présentait une augmentation continue et progressive pendant presque la totalité de la phase poussée, suivie d'une diminution jusqu'à la moitié de la phase de roue libre. Ensuite, $E_c\{Sujet\}$ augmentait d'environ 3 J jusqu'à la fin du second tiers de la phase de roue libre, avant de diminuer de manière continue jusqu'à la fin de cette phase. Au cours du cycle de propulsion, l'énergie cinétique de translation du centre de masse du Sujet représentait la plus grande partie de l'énergie cinétique totale du Sujet (81 à 97 %). Bien que l'énergie cinétique de gesticulation ne représentait que 3 à 19 % de l'énergie cinétique totale du Sujet, sa contribution relative à l'évolution de $E_c\{Sujet\}$ était particulièrement visible lors de la phase de roue libre, où elle seule permet d'expliquer l'augmentation de $E_c\{Sujet\}$.

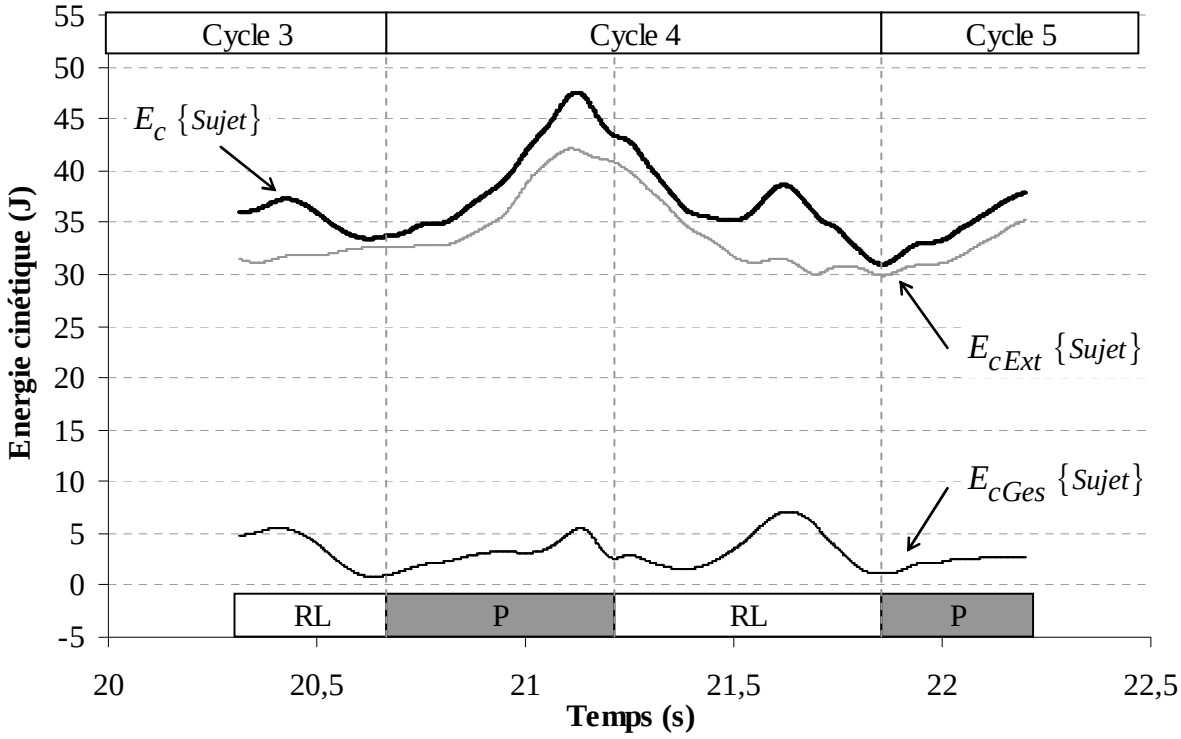


Figure 77 : Evolutions temporelles de l'énergie cinétique totale du Sujet ($E_c\{Sujet\}$) et des composantes $E_{cExt}\{Sujet\}$ et $E_{cGes}\{Sujet\}$.

Afin d'évaluer la contribution de l'énergie cinétique de rotation des segments dans l'énergie cinétique totale du Sujet, l'énergie cinétique gesticulation a été dissociée en une composante due à la rotation des segments sur eux-mêmes ($E_{cR}\{Sujet\}$) et une composante due aux translations des centres de masse des segments dans $\Re_S^*$ ($E_{cT}^*\{Sujet\}$).Les évolutions temporelles de $E_{cR}\{Sujet\}$et de $E_{cT}^*\{Sujet\}$ étaient globalement synchrones au cours de la séquence (Figure 78). Cependant, la composante de translation présentait une évolution beaucoup plus continue que celle de la composante de rotation ($E_{cR}\{Sujet\}$) qui évoluait entre 0,7 et 3,7 J, et qui présentait une brève augmentation d'environ 1,5 J à la fin de la phase de poussée. En moyenne, la composante de rotation représentait 60 % de l'énergie cinétique de gesticulation.

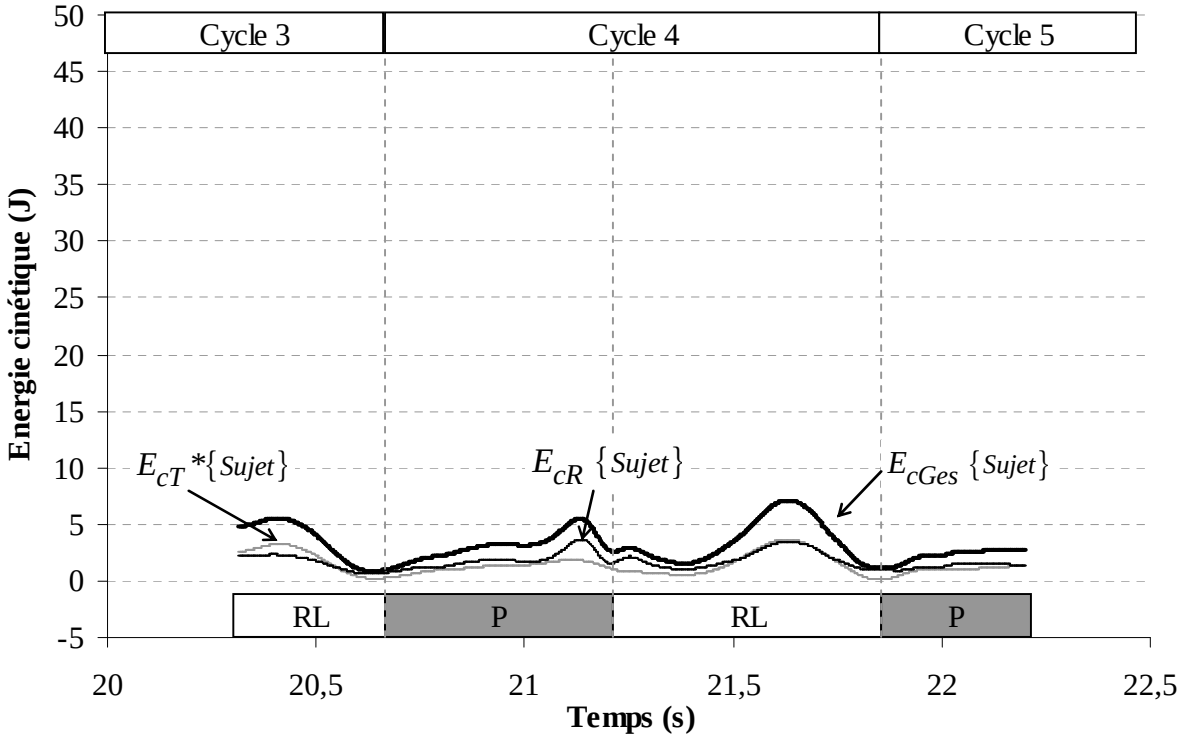
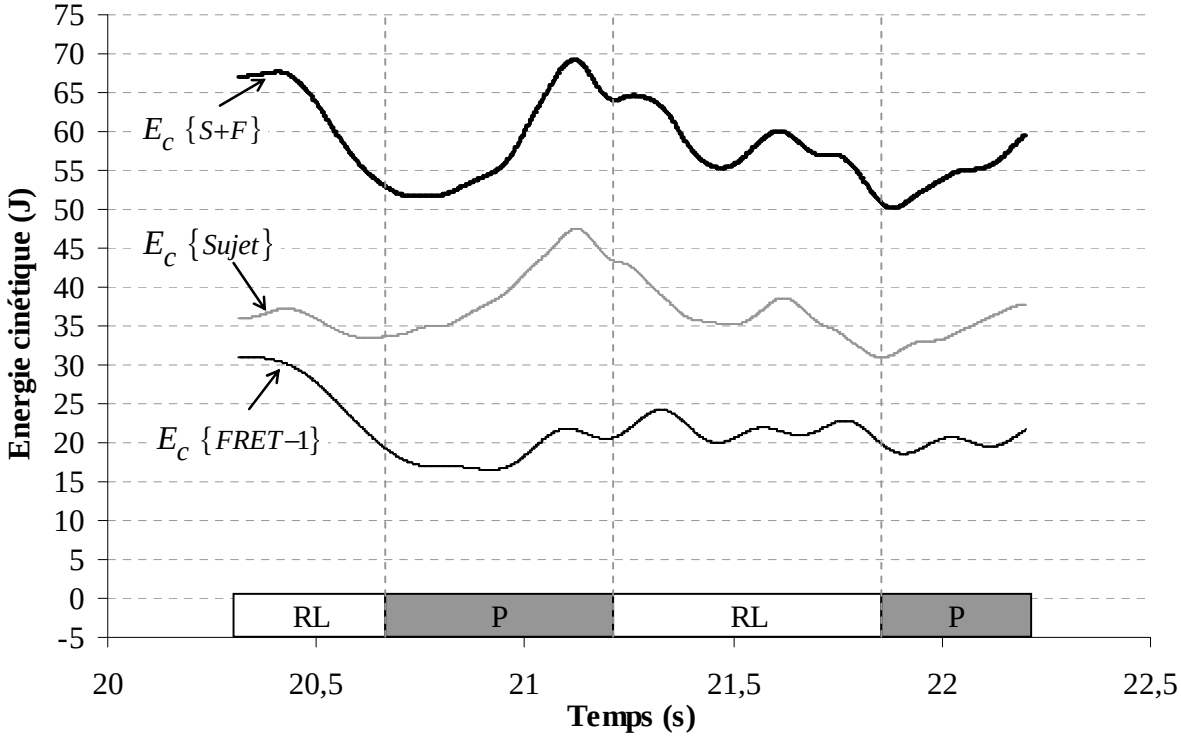


Figure 78 : Evolutions temporelles de l'énergie cinétique de gesticulation du Sujet (E_{cGes} {Sujet}) et des composantes E_{cR} {Sujet} et E_{cT}{Sujet}.*

2.5.3. Le système {Sujet + FRM}

L'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} a été obtenue en additionnant les énergies cinétiques totales du FRET-1 et du Sujet. Au cours de la séquence vidéographique, les valeurs minimale (50,2 J) et maximale (69,2 J) ont été atteintes au début et à la fin de la phase de poussée, respectivement, alors que la valeur maximale de l'énergie cinétique du FRET-1 a été atteinte au début de la phase de roue libre (Figure 79). De plus, l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} augmentait à nouveau nettement au milieu de la phase de roue libre, alors que celle du FRET-1 était à peu près stable à cet instant. Inversement, l'énergie cinétique du Sujet atteignait son maximum en même temps que l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} et elle présentait une augmentation similaire au milieu de la phase de roue libre.

Cependant, alors que l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} diminuait légèrement au début de la phase de poussée, celle du Sujet augmentait dès le début. Pendant la phase de poussée du cycle 4, l'augmentation de l'énergie cinétique du Sujet devenait rapidement supérieure à la diminution de l'énergie cinétique du FRET-1, générant ainsi une augmentation de l'énergie cinétique totale du système dès la fin du premier tiers, alors que celle du FRET-1 n'augmentait qu'à partir de la moitié de la phase de poussée. A l'inverse, l'augmentation de l'énergie cinétique totale du FRET-1 au début de la phase de roue libre atténuait en partie la diminution de l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} due à la baisse de l'énergie cinétique du Sujet, à cet



instant.

Figure 79 : Evolutions temporelles des énergies cinétiques du système {Sujet + FRM} (E_c {S+F}), du Sujet (E_c {Sujet}) et du FRET-1 (E_c {FRET–1}) pendant la séquence vidéographique.

2.6. Puissance mécanique

2.6.1. Puissance cinétique du système {Sujet + FRM}

La puissance cinétique du système {Sujet + FRM} ($P_{cin}\{S+F\}$) a été calculée en dérivant l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} sur chaque intervalle de temps (0,002 s) entre deux mesures (Figure 80). Cette puissance évoluait entre -94 et 102 W pendant la séquence vidéographique. Pendant le quatrième cycle, la puissance cinétique moyenne était de 20 W pendant la phase de poussée et de -20 W pendant la phase de roue libre, et elle n'était que de -2 W sur l'ensemble du cycle de propulsion. Au cours de ce cycle, la puissance cinétique du système {Sujet + FRM} augmentait de -35 à 102 W pendant la première moitié de la phase de poussée, avant de diminuer brusquement jusqu'à -85 W quelques instants avant la fin de la phase de poussée, puis de s'annuler à la fin cette phase. Pendant la phase de roue libre, la puissance cinétique du système {Sujet + FRM} montrait plusieurs variations : elle commençait par augmenter jusqu'à 22 W dans les tout premiers instants, dans la continuité de son évolution à la fin de la phase de poussée, puis elle diminuait jusqu'à -94 W à la fin du premier tiers de la phase de roue libre. Elle présentait ensuite une forte augmentation jusqu'à 54 W au milieu de la phase de roue libre, avant de pour diminuer à nouveau jusqu'à -47 W à la fin du deuxième tiers. Enfin, elle augmentait encore jusqu'à 9 W, avant de diminuer jusqu'à -79 W puis d'augmenter à nouveau jusqu'à la fin de la phase de roue libre.

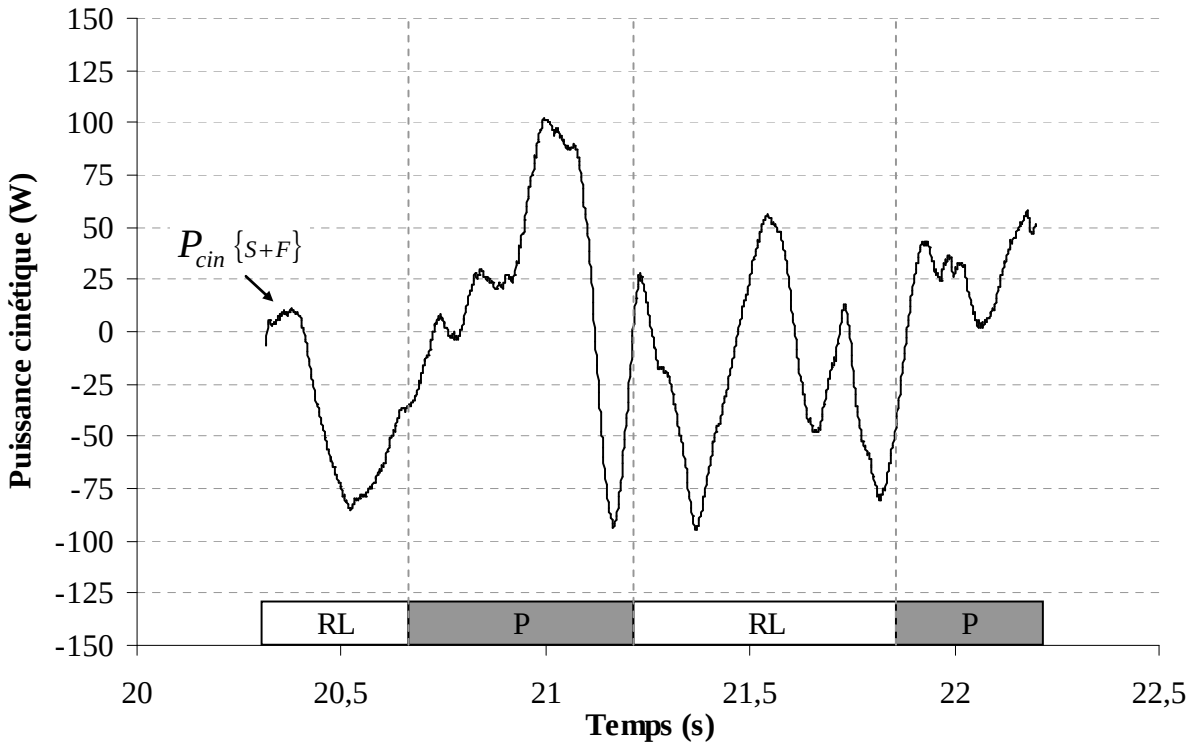


Figure 80 : Evolution temporelle de la puissance cinétique du système {Sujet + FRM} au cours de la séquence vidéographique.

2.6.2. Puissance des forces de résistance à l'avancement

Les puissances mécaniques des résistances à l'avancement appliquées sur les roulettes avant sur les roues arrière ont été calculées à partir des moments de roulement et des vitesses de rotation des roues autour de leurs axes respectifs. La puissance mécanique des moments de roulement appliqués sur les roulettes avant s'est révélée très largement supérieure à celles des moments de roulement appliqués sur les roues arrière et représentait ainsi la plus grande part de la puissance mécanique totale des moments de roulement (Figure 81). Entre le cycle 1 et le cycle 5, la puissance mécanique des moments de roulement appliqués sur les roulettes avant évoluait entre -7 et -20,5 W tandis que celle des moments de roulement appliqués sur les roues arrière évoluait entre -3,5 et -6 W. Dans le même temps, la puissance mécanique globale des moments de roulement évoluait entre -11 et -25 W. Pendant le cycle 4, ces puissances évoluaient

respectivement entre -9 et -17,5 W, entre -4,5 et -5,5 W et entre -13,5 et -21,5 W. Pendant ce cycle, les puissances moyennes des moments de roulement étaient de -12,5 W pour les pour les roulettes avant, de -5 W pour les roues arrière et de -17,5 W pour l'ensemble des quatre roues. La puissance globale des quatre moments de roulement évoluait de manière cyclique : elle oscillait faiblement pendant la première moitié de la phase de poussée puis augmentait fortement jusqu'à atteindre sa valeur maximale au début de la phase roue libre, avant de diminuer pendant tout le reste de la phase roue libre.

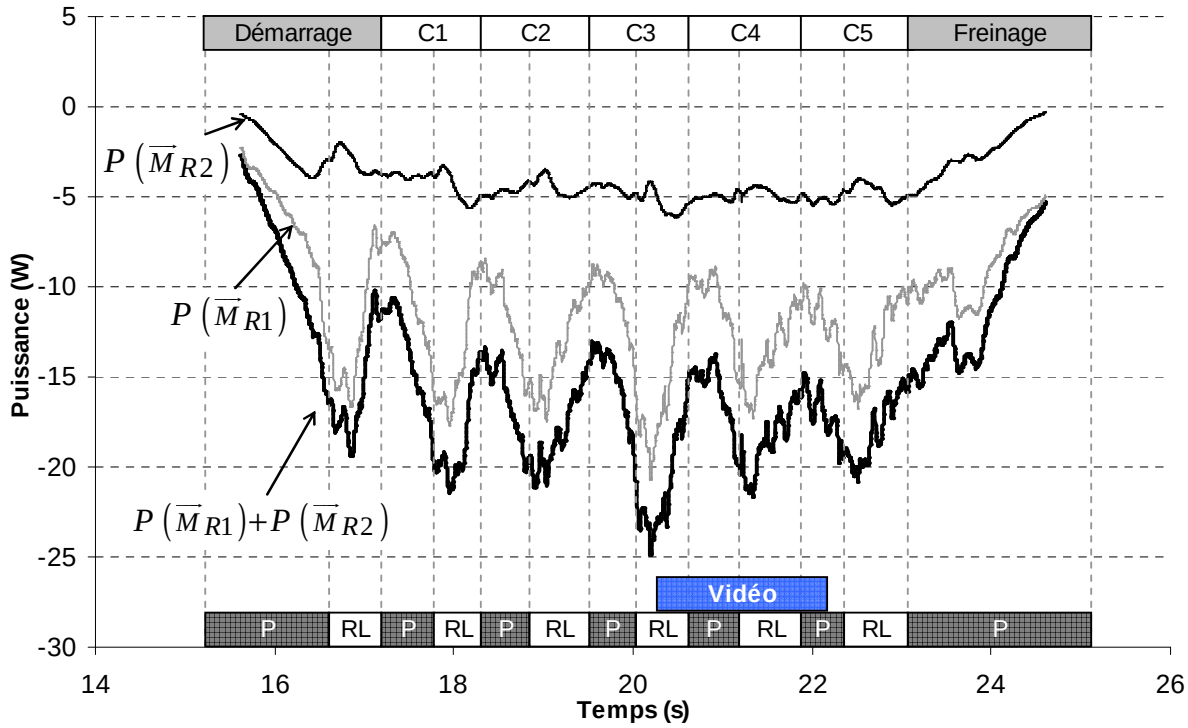


Figure 81 : Evolution temporelles des puissances mécaniques des moments de roulement appliqués sur les roulettes avant ($P\left(\vec{M}_{R1}\right)$), sur les roues arrière ($P\left(\vec{M}_{R2}\right)$) et sur l'ensemble des quatre roues du FRET-1 ($P\left(\vec{M}_{R1}\right)+P\left(\vec{M}_{R2}\right)$).

2.6.3. Puissance du poids du système {Sujet + FRM}

Comme le déplacement du centre de masse du FRET-1 était horizontal, son déplacement vertical était nul et donc le travail et la puissance du poids du FRET-1 étaient nuls tout au long du déplacement. Cependant, puisque le centre de masse du Sujet se déplaçait verticalement, la puissance mécanique du poids du système {Sujet + FRM} a été déterminée à partir de la puissance du poids du Sujet, calculée à l'aide de la composante verticale de la vitesse du centre de masse du Sujet. Ainsi, pendant le quatrième cycle, la puissance du poids du système était positive pendant la phase de poussée, atteignant jusqu'à 48 W, et négative pendant la phase de roue libre, atteignant jusqu'à -26 W. Ces résultats signifient qu'une partie de la puissance mécanique externe du système {Sujet + FRM}, pendant la phase de poussée, n'était pas due aux actions du Sujet mais était produite par son poids, alors que le Sujet devait travailler pour élever son centre de masse pendant la phase de roue libre.

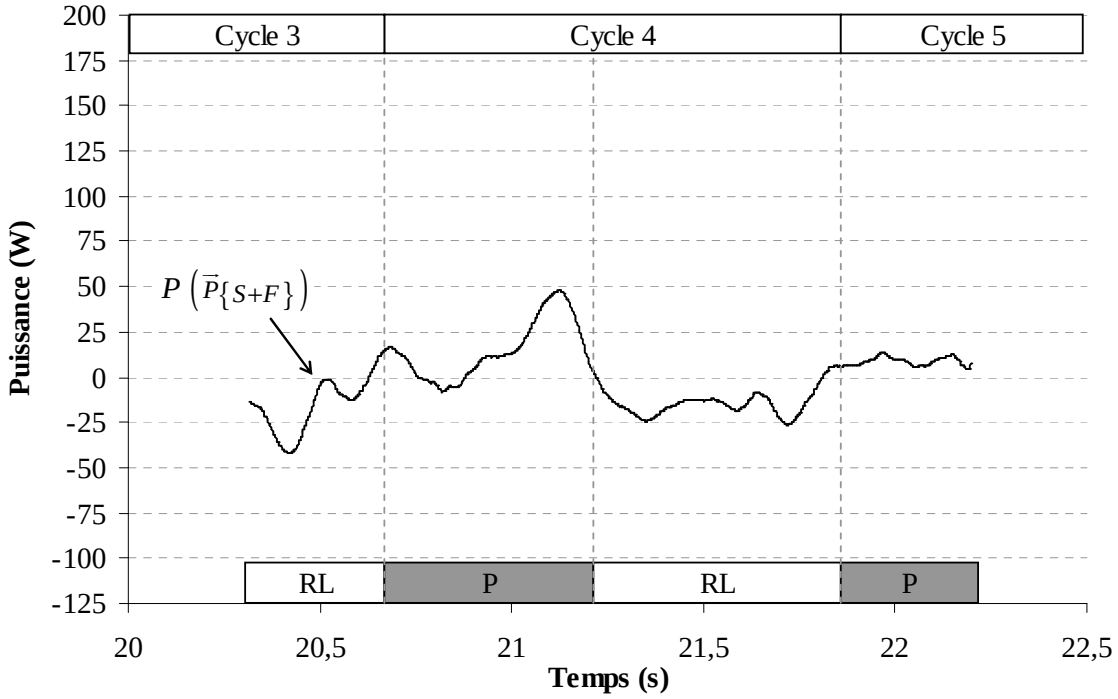


Figure 82 : Evolution temporelle de la puissance mécanique du poids du système {Sujet + FRM} au cours de la séquence vidéographique.

2.6.4. Puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}

A partir des puissances cinétique et externe du système {Sujet + FRM} et dont cette dernière fait intervenir les puissances des moments de roulement et du poids du système {Sujet + FRM}, il a été possible de calculer la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} ($P_{int}\{S+F\}$), produite par les efforts réalisés par le Sujet (Figure 83). Au cours du quatrième cycle, la puissance mécanique interne présentait des valeurs alternativement positives et négatives, qui signifiaient que le Sujet produisait tantôt un travail moteur, tantôt un travail résistant. Au début du cycle de propulsion, la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} était négative (-35 W) mais devenait très rapidement positive pour atteindre sa valeur maximale (106 W) quelques instants après la moitié de la phase de poussée. Peu de temps avant la fin de cette phase, la puissance interne redevenait négative (-101 W) avant d'augmenter à nouveau jusqu'à 46 W dans les tout premiers instants de la phase de roue libre. Au cours du second tiers de cette phase, $P_{int}\{S+F\}$ présentait une forte augmentation jusqu'à 87 W. Les valeurs moyennes de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} étaient de 26 W et 9 W pendant les phases de poussée et de roue libre, respectivement, et de 17 W au cours de l'ensemble du quatrième cycle.

2.6.5. Puissance mécanique produite par le Sujet

En considérant que la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}, produite par le Sujet, nécessitait le même débit énergétique pour un travail moteur ou résistant, la puissance produite par le Sujet a été calculée à partir des valeurs absolues de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}. Dans ce cas, la puissance moyenne développée par le Sujet était de 49 W et 35 W pendant les phases de poussée et de roue libre, respectivement, et de 41 W pour l'ensemble du quatrième cycle.

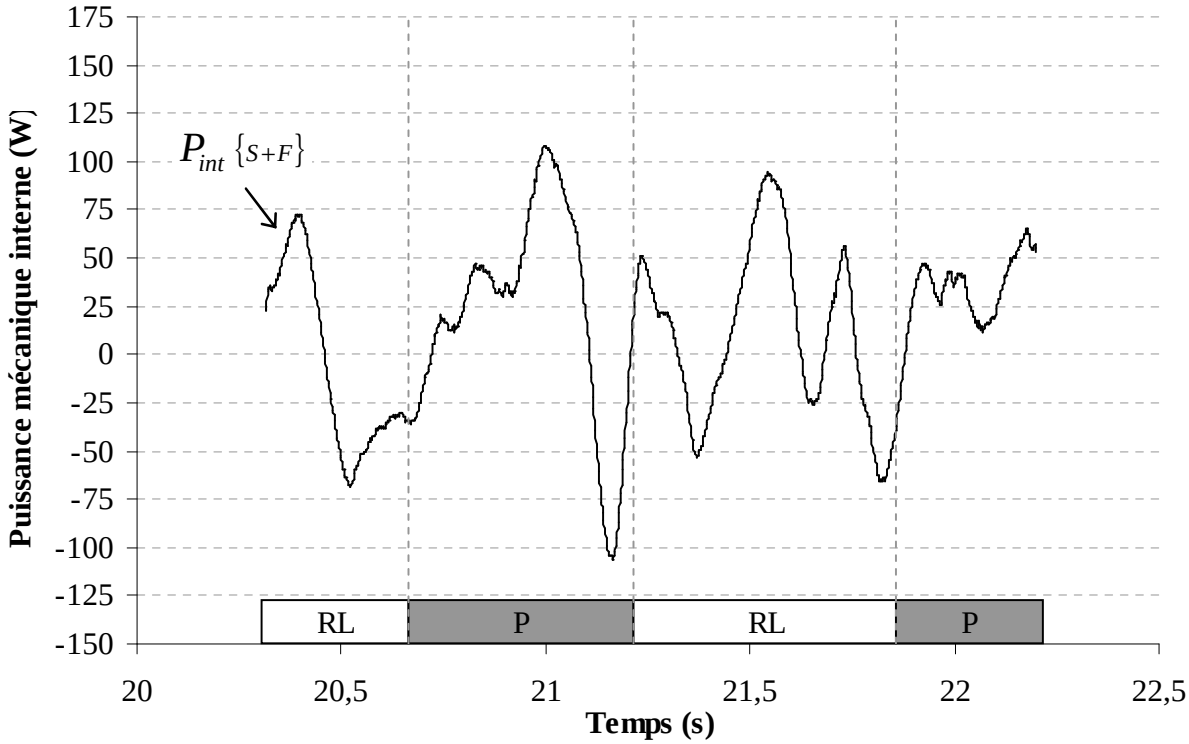


Figure 83 : Evolution temporelle de la puissance mécanique interne développée par le Sujet pour se déplacer au cours de la séquence vidéographique.

3. Synthèse des résultats

Après avoir présenté en détail, pour un essai, les différents paramètres mécaniques nécessaires à l'estimation de la puissance mécanique développée par le Sujet, les puissances moyennes de l'ensemble des essais sont présentées dans les paragraphes qui suivent, notamment dans le but d'étudier l'influence de la vitesse de déplacement et de comparer ces résultats avec ceux des méthodes antérieures présentées dans la littérature.

Au cours de l'expérimentation, le Sujet a réalisé quinze déplacements dont dix à vitesse de confort et cinq à vitesse rapide. Pour chaque déplacement réalisé à vitesse de confort, le système vidéographique a permis d'isoler au moins un cycle de propulsion complet ; le troisième essai a même permis d'enregistrer deux cycles complets. Pour les

déplacements à vitesse rapide, il a été difficile d'isoler un cycle complet composé d'une phase de poussée et d'une phase de roue libre complètes. Seuls les deuxième et troisième essais à cette vitesse ont permis d'enregistrer un cycle complet, alors que les premier et cinquième essais ont permis d'enregistrer uniquement une phase complète de poussée et une phase complète de roue libre, respectivement. Le quatrième essai à vitesse rapide, quant à lui, n'a pas permis d'enregistrer une seule phase complète. Au total, il a donc été possible d'isoler 13 cycles de propulsion (11 à vitesse de confort et 2 à vitesse rapide), 14 phases de poussées (11 à vitesse de confort et 3 à vitesse rapide) et 18 phases de roue libre (15 à vitesse de confort et 3 à vitesse rapide).

Traitement statistique :

Etant donné que l'objectif premier de ce travail était de proposer une méthodologie d'étude biomécanique de la locomotion en FRM, les expérimentations réalisées avaient pour but essentiel de mettre en application le modèle théorique et de quantifier les grandeurs cinétiques et énergétiques. Aussi, dans le protocole expérimental, il n'a pas été envisagé de procéder à un traitement statistique, qui aurait notamment nécessité un nombre plus important de cycles de propulsion, visant à comparer les différents résultats en fonction de plusieurs modalité (exemple : allure de déplacement). Par conséquent, les comparaisons des valeurs moyennes présentées ci-après permettent uniquement d'identifier des tendances, mais imposent une certaine réserve dans l'interprétation de ces résultats. Les écarts-types ont néanmoins été calculés pour illustrer la dispersion des résultats autour de la valeur moyenne présentée.

3.1. Paramètres temporels et cinématiques

Les paramètres temporels des cycles de propulsion ont été déterminés pour tous les essais (Tableau 12). Les durées des cycles étaient plus longues pour les deux cycles à vitesse rapide (1,33 et 1,34 seconde) que pour les cycles réalisés à vitesse de confort (1,15 ± 0,09 seconde), et elles correspondaient à des fréquences de propulsion de 0,75 Hz et environ 1 Hz (0,88 ± 0,08 Hz), respectivement. Cependant, la durée des phases de poussée était plus courte pour les essais à vitesse rapide (0,47 ± 0,05 seconde) que pour les essais à vitesse de confort (0,59 ± 0,07 seconde). Par contre, la durée de la phase de roue libre était plus longue lorsque la vitesse était rapide (0,81 ± 0,05 seconde) que lors des essais à allure de confort (0,56 ± 0,05 seconde). Ainsi, les ratios des phases de poussée et des phases de roue libre par rapport à la durée du cycle étaient similaires pour les essais à allure de confort, alors que l'augmentation de la vitesse se traduisait par une augmentation du ratio temporel de la durée de la phase de roue libre et une diminution de celui de la phase de poussée.

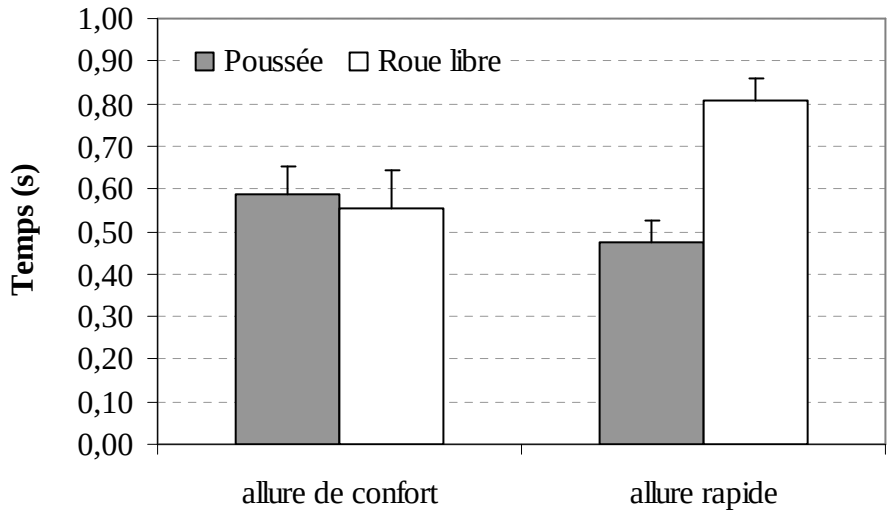


Figure 84 : Durées moyennes des phases de poussée et de roue libre pour les deux allures de déplacement.

La vitesse de l'origine du référentiel du FRET-1 ($\vec{v}_{O_f / \Re}$) a été calculée pendant les différents cycles de propulsion. Les résultats montrent que pour une même allure, la vitesse était relativement stable entre les différents essais. Par ailleurs, comme cela était attendu, la vitesse moyenne était supérieure lors des essais à allure rapide (1,46 $m.s^{-1}$) comparé aux essais à allure de confort (0,98 ± 0,06 $m.s^{-1}$). Pour les deux allures, la vitesse moyenne de la phase de poussée (allure de confort : 0,93 ± 0,06 $m.s^{-1}$; allure rapide : 1,34 ±0,05 $m.s^{-1}$) était inférieure à celle de la phase de roue libre (allure de confort : 1,02 ± 0,08 $m.s^{-1}$; allure rapide : 1,57 ±0,03 $m.s^{-1}$ pour les déplacements à allure rapide). De plus, l'écart entre les valeurs moyennes de la phase de poussée et de la phase de roue libre était plus important que pour les essais à allure rapide, ce qui sous-entend un travail du Sujet plus conséquent pour accélérer le système {Sujet + FRM}.

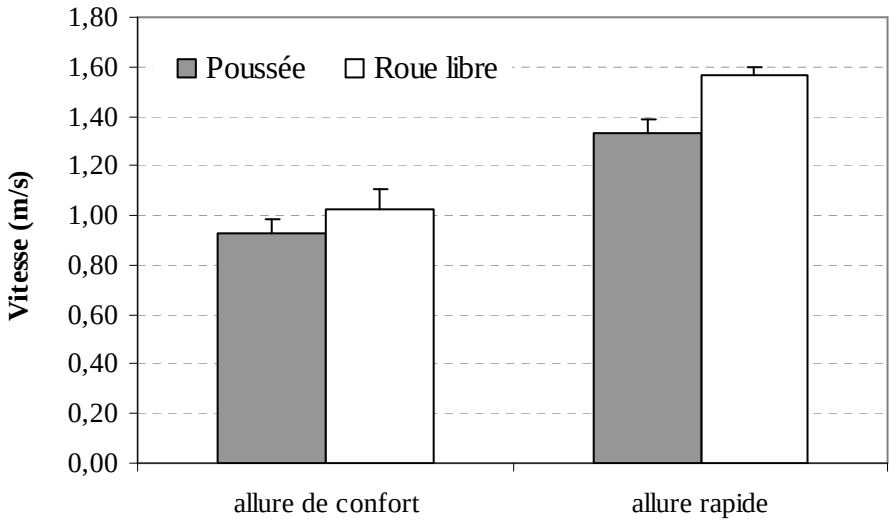


Figure 85 : Vitesses moyennes du FRM pendant les phases de poussée et de roue libre pour les allures de déplacement.

Nom	Phase	Durée (s)	Vitesse (m/s)	Durée cycle (s)	Vitesse cycle (m/s)
C_01	RL	0,728	1,06	1,25	1,05
	P	0,52	1,03		
C_02	RL	0,582	1,02	1,18	0,98
	P	0,6	0,94		
C_03	RL	0,628	1,05	1,12	0,98
	P	0,492	0,89		
	RL	0,51	0,92	1,20	0,92
	P	0,694	0,92		
C_04	RL	0,42	1,09	1,09	0,97
	P	0,668	0,90		
	RL	0,564	0,95	Incomplet	/
C_05	P	0,544	0,94	1,20	0,98
	RL	0,66	1,02		
C_06	RL	0,394	1,11	0,93	0,99
	P	0,534	0,91		
	RL	0,608	0,96	Incomplet	/
C_07	RL	0,592	1,03	1,16	0,95
	P	0,568	0,87		
	RL	0,518	0,91	Incomplet	/
C_08	P	0,636	0,92	1,24	0,96
	RL	0,6	1,00		
C_09	RL	0,498	1,20	1,05	1,12
	P	0,552	1,05		
	RL	0,496	1,09	Incomplet	/
C_10	RL	0,546	0,94	1,19	0,89
	P	0,642	0,84		
R_01	P	0,42	1,39	Incomplet	/
R_02	RL	0,802	1,56	1,33	1,46
	P	0,526	1,30		
R_03	RL	0,864	1,53	1,34	1,46
	P	0,472	1,31		
R_05	RL	0,758	1,60	Incomplet	/
Moyenne C	P	0,59 (± 0,07)	0,93 (± 0,06)	1,15 (±0,09)	0,98 (±0,06)
	RL	0,56 (± 0,09)	1,02 (± 0,08)		
Moyenne R	P	0,47 (± 0,05)	1,34 (±0,05)	1,33 (±0,01)	1,46 (±0,00)
	RL	0,81 (±0,05)	1,57 (±0,03)		

Tableau 12 : Durées et vitesses moyennes des phases et des cycles de propulsion analysés.

Les essais dont le nom commence par « C » correspondent aux déplacements à allure de confort et ceux dont le nom commence par « R » aux déplacements à allure rapide. Pour les phases : « P » correspond à une phase de poussée et « RL » à une phase de roue libre.

	Phase	$\overline{P}_{cin\{S+F\}}$ (W)	$\overline{P}\left(\overrightarrow{M}_{R1}+\overrightarrow{M}_{R2}\right)$ (W)	$\overline{P}\left(\overrightarrow{P}_{\{S+F\}}\right)$ (W)	$\overline{P}_{\text{int}}$ (W)	$\left\|P_{\text{int}}\right\|$ (W)
C_01	RL	-26,6	-19,7	-12,4	5,4	41,5
	P	42,2	-17,6	14,4	45,6	65,0
C_02	RL	-20,4	-18,0	-11,2	9,0	29,7
	P	29,5	-16,8	10,7	35,4	45,5
C_03	RL	-23,0	-19,3	-0,4	-3,1	30,9
	P	22,6	-15,0	9,8	27,7	40,7
	RL	-15,9	-17,2	-17,7	18,8	26,0
	P	4,3	-16,2	8,1	12,4	29,7
C_04	RL	-23,4	-19,0	-6,4	2,4	31,8
	P	12,0	-15,9	7,2	20,5	34,7
	RL	-21,9	-17,4	-12,2	7,7	23,8
C_05	P	20,6	-16,2	10,7	25,8	49,0
	RL	-20,8	-18,5	-11,2	9,1	34,6
C_06	RL	-18,7	-19,2	-3,1	4,0	26,0
	P	8,0	-15,5	12,3	10,8	34,8
	RL	-24,3	-17,2	-15,9	9,0	20,2
C_07	RL	-22,9	-17,9	-9,1	4,3	27,3
	P	16,6	-15,1	10,4	21,1	36,5
	RL	-16,0	-17,0	-14,9	15,9	22,7
C_08	P	12,6	-16,5	10,1	18,7	39,4
	RL	-27,6	-19,0	-16,7	8,1	26,9
C_09	RL	-3,9	-21,3	-5,2	23,0	42,1
	P	5,3	-17,7	9,4	13,3	31,3
	RL	-18,9	-19,7	-17,3	18,5	39,2
C_10	RL	-22,3	-17,2	-14,3	9,4	14,0
	P	8,7	-14,8	10,0	13,5	29,7
R_01	P	74,3	-26,5	40,4	59,8	78,5
R_02	RL	-15,0	-28,9	-27,9	42,0	77,8
	P	35,9	-27,8	50,3	12,7	51,1
R_03	RL	-22,6	-30,2	-28,1	35,8	69,5
	P	96,4	-24,8	56,5	64,3	109,6
R_05	RL	-29,5	-31,4	-42,6	44,9	68,5
Moyenne C	P	16,6 (± 11,5)	-16,1 (± 1,0)	10,3 (± 1,9)	22,3 (± 10,8)	39,7 (± 10,4)
	RL	-20,5 (± 5,7)	-18,5 (± 1,2)	-11,2 (± 5,4)	9,4 (± 7,0)	29,1 (± 7,9)
Moyenne R	P	68,9 (± 30,6)	-26,4 (± 1,5)	49,1 (± 8,2)	45,6 (± 28,5)	79,7 (± 29,2)
	RL	-22,3 (± 7,2)	-30,2 (± 1,2)	-32,9 (± 8,4)	40,9 (± 4,7)	71,9 (± 5,1)

Tableau 13 : Puissances mécaniques moyennes au cours des phases étudiées.

Les essais dont le nom commence par « C » correspondent aux déplacements à allure de confort et ceux dont le nom commence par « R » aux déplacements à allure rapide.

Pour les phases : « P » correspond à une phase de poussée et « RL » à une phase de roue libre.

nom	$\overline{P}_{cin\{S+F\}}$ (W)	$\overline{P}\left(\overrightarrow{M}_{R1}+\overrightarrow{M}_{R2}\right)$ (W)	$\overline{P}\left(\overrightarrow{P}_{\{S+F\}}\right)$ (W)	$\overline{P}_{\text{int}}$ (W)	$\left\|P_{\text{int}}\right\|$ (W)
C_01	2,1	-18,8	-1,3	22,1	51,3
C_02	4,9	-17,4	-0,1	22,4	37,8
C_03	-3,0	-17,4	4,1	10,4	35,2
C_03	-4,3	-16,6	-2,8	15,1	28,1
C_04	-1,7	-17,1	1,9	13,5	33,5
C_05	-2,1	-17,4	-1,3	16,6	41,1
C_06	-3,4	-17,1	5,8	7,9	31,1
C_07	-3,6	-16,5	0,4	12,6	31,8
C_08	-6,9	-17,7	-2,9	13,6	33,4
C_09	1,0	-19,4	2,5	17,9	36,4
C_10	-5,5	-15,9	-1,2	11,6	22,5
R_02	5,1	-28,5	3,0	30,4	67,2
R_03	19,5	-28,3	1,8	45,9	83,6
Moyenne C	-2,0 (± 3,5)	-17,4 (± 1,0)	0,5 (± 2,8)	14,9 (± 4,6)	34,7 (± 7,4)
Moyenne R	12,3 (± 10,1)	-28,4 (± 0,1)	2,4 (± 0,9)	38,2 (± 10,9)	75,4 (±11,6)

Tableau 14 : Puissances mécaniques moyennes au cours des 13 cycles étudiés.

Les essais dont le nom commence par « C » correspondent aux déplacements à allure de confort et ceux dont le nom commence par « R » aux déplacements à allure rapide.

3.2. Energétique du Sujet

Pour tous les cycles et les phases décrits au paragraphe précédent, il a été possible de calculer les valeurs moyennes de la puissance cinétique, des moments de roulement, du poids du système {Sujet + FRM} et par suite, de la puissance mécanique interne du système {sujet + FRM} et de la puissance développée par le Sujet (Tableau 13, Tableau 14, Figure 86 et Figure 87).

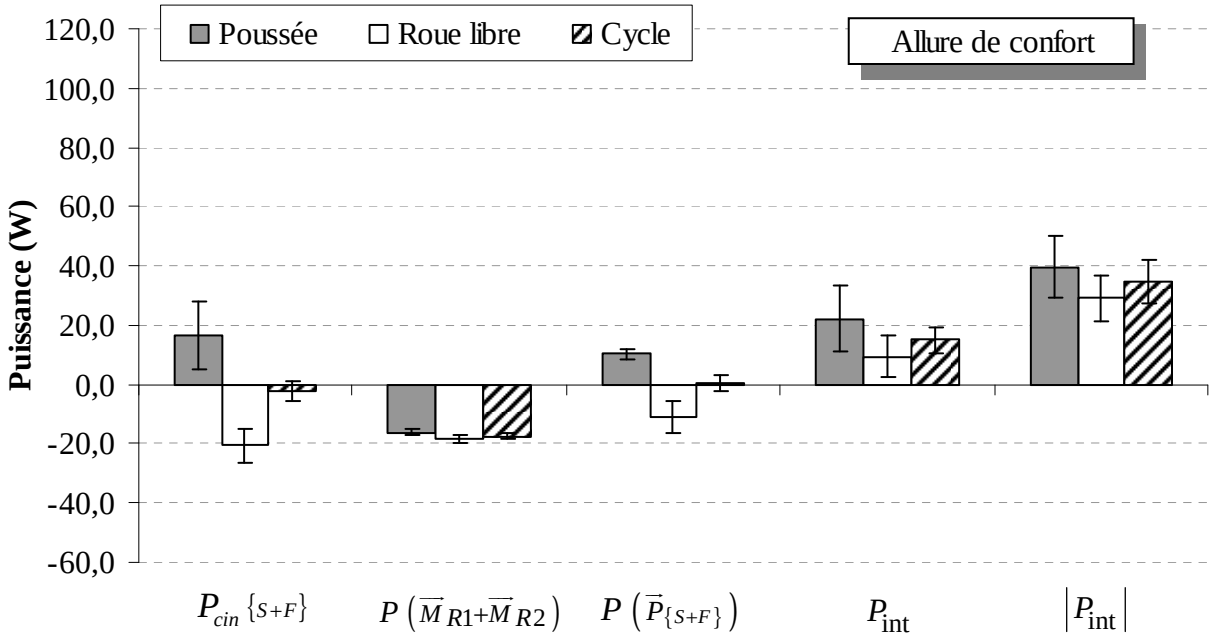


Figure 86 : Puissances mécaniques moyennes au cours des phases de poussée, des phases de roue libre et des cycles de propulsion, lors des essais réalisés à allure de confort.

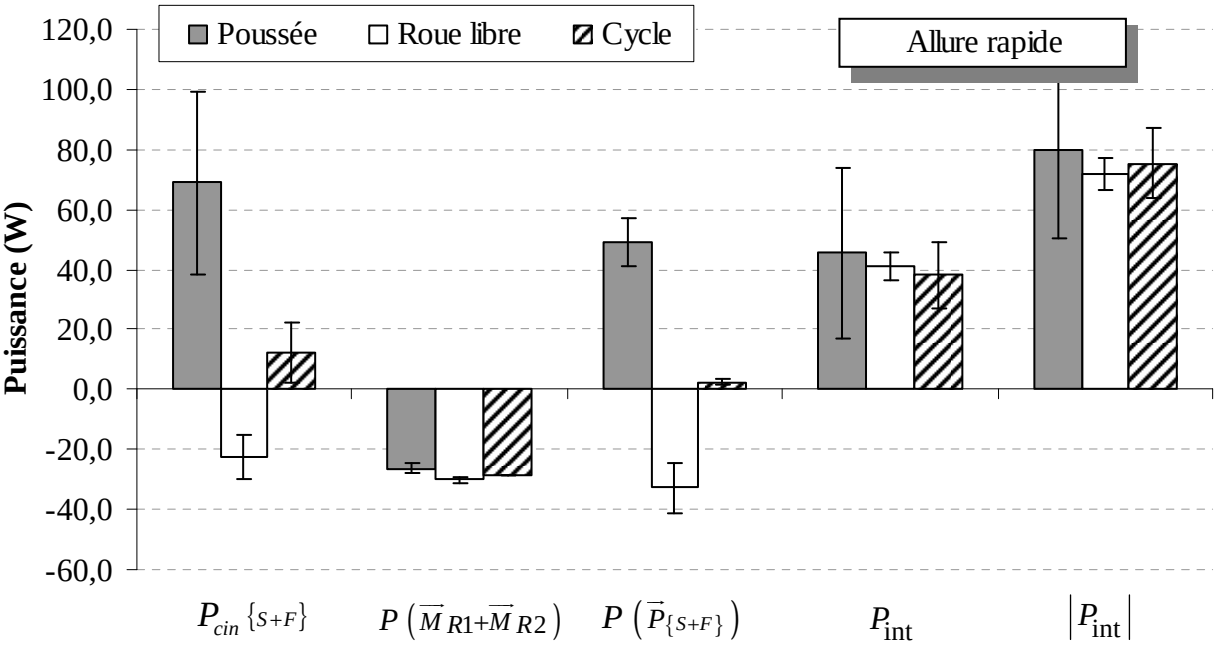


Figure 87 : Puissances mécaniques moyennes au cours des phases de poussée, des phases de roue libre et des cycles de propulsion, lors des essais réalisés à allure rapide.

3.2.1. Puissance cinétique

Lors des phases de poussée, la moyenne de la puissance cinétique du système {Sujet + FRM} était positive aussi bien pour les onze phases de poussée réalisées à allure de confort (16,6 ± 11,5 W) (Figure 86) que pour les trois phases de poussée réalisées à allure rapide (68,9 ± 30,6 W) (Figure 87). Bien que ces résultats soit très largement supérieurs lors des déplacements rapides, les écart-types indiquent une grande dispersion des valeurs entre les essais des deux modalités et qui imposent une interprétation prudente. A l'inverse, la moyenne de la puissance cinétique du système {Sujet + FRM} était négative aussi bien pendant les quinze phases de roue libre réalisées à allure de confort (-20,5 ± 5,7 W) que pour les trois phases de roue libre réalisées à allure rapide (-22,3 ± 7,2 W). Ces résultats semblent indiquer que la puissance cinétique était similaire pendant les phases de roue libre, pour les deux allures de déplacement étudiées.

Lors de déplacement à allure stabilisée, les paramètres cinétiques d'un cycle standard devraient revenir, en fin de cycle, à leurs valeurs initiales du début du cycle de propulsion : la variation de l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} devrait donc être nul ainsi que la valeur moyenne de la puissance cinétique du système. Sur l'ensemble du cycle de propulsion, la moyenne des puissances cinétiques n'était nulle ni pour les cycles à allure de confort (-2,0 ± 3,5 W) ni pour les deux cycles à allure rapide (12,3 ± 10,1), dont l'un approchait même 20 W. Ces résultats montrent bien que les cycles de propulsion étudiés ici ne pouvaient pas être considérés comme des cycles standards et qu'un nombre conséquent de cycles serait nécessaire pour que la puissance moyenne se rapproche de zéro comme c'est le cas pour les déplacements à allure de confort.

3.2.2. Puissance des résistances à l'avancement

Comme on pouvait s'y attendre, la moyenne des puissances des moments de roulement était négative pendant le cycle de propulsion, aussi bien lors des déplacements à allure de confort (-17,4 ± 1,0 W) (Figure 86) que lors des déplacements à allure rapide (-28,4 ± 0,1 W) (Figure 87). Elle était cependant logiquement supérieure lors des déplacements à allure rapide car la vitesse de rotation des roues était alors plus élevée. Cette différence s'est également retrouvée entre les deux phases du cycle de propulsion puisque la puissance moyenne des moments de roulement était supérieure pendant la phase de roue libre (allure de confort : -18,5 ± 1,2 W ; allure rapide : -30,2 ± 1,2 W) par rapport à la phase de poussée (allure de confort : -16,1 ± 1,0 W ; allure rapide : -26,4 ± 1,5 W).

3.2.3. Puissance du poids du système {Sujet + FRM}

Au cours des phases de poussée, la puissance mécanique moyenne du poids du système {Sujet + FRM} était positive, aussi bien lors des déplacements à vitesse de confort (10,9 ± 1,9 W) (Figure 86) que lors des déplacements à vitesse rapide (49,1 ± 8,2 W) (Figure 87), traduisant une participation du travail du poids à l'augmentation de l'énergie cinétique du système {Sujet + FRM}. A l'inverse, pendant les phases de roue libre, la puissance moyenne du poids du système {Sujet + FRM} était négative aussi bien lors des déplacements à allure de confort (-11,2 ± 5,4 W) que lors des déplacements à allure rapide (-32,9 ± 8,4 W). Ces résultats sont en rapport avec les mouvements du centre de masse du Sujet qui s'abaissait pendant la phase de poussée et qui s'élevait pendant la phase de roue libre, alors que le déplacement du FRM était horizontal. Ils traduisent une puissance développée par le Sujet, pendant la phase de roue libre, pour élever son centre de masse et donc celui du

système {Sujet + FRM}. Au cours des déplacements à allure rapide, la puissance moyenne du poids du système {Sujet + FRM} était plus importante que lors des déplacements à allure de confort, aussi bien pendant les phases de poussée que pendant les phases de roue libre, et ces résultats reflétaient des mouvements verticaux plus rapides du centre de masse du Sujet. Sur l'ensemble du cycle de propulsion, la puissance moyenne du poids du système {Sujet+ FRM} était pratiquement nulle pour l'ensemble des 11 cycles réalisés à allure de confort (0,5 ± 2,8 W) et légèrement positive pour les deux cycles réalisés à allure rapide (2,4 ± 0,9 W).

3.2.4. Puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}

Les résultats de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} (Figure 86 et Figure 87) montrent des valeurs moyennes logiquement positives aussi bien pendant les phases de poussée (allure de confort : 22,3 ± 10,8 W ; allure rapide : 45,6 ± 28,5 W) que pendant les phases de roue libre (allure de confort : 9,4 ± 7,0 W ; allure rapide : 40,9 ± 4,7 W). Par conséquent, la valeur moyenne sur l'ensemble du cycle de propulsion était positive, et nettement supérieure lors des cycles réalisés à allure rapide (38,2 ± 10,9 W) comparée à celle des cycles réalisés à allure de confort (14,9 ± 4,6 W).

3.2.5. Puissance mécanique développée par le Sujet

La puissance mécanique développée par le Sujet (Figure 86 et Figure 87), calculée à partir des valeurs absolues de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}, montrait des valeurs moyennes par cycle qui étaient environ deux fois supérieures à celle de la puissance mécanique interne (allure de confort : + 130 % ; allure rapide : + 98 %). De plus, la puissance moyenne du Sujet pendant le cycle de

propulsion était plus de deux fois supérieure lors des essais réalisés allure rapide (75,4 ± 11,6 W) par rapport à ceux réalisés à allure de confort (34,7 ± 7,4 W).

De la même façon, pendant la phase de poussée, la puissance moyenne développée par le Sujet était presque deux fois supérieure à la puissance mécanique interne moyenne (allure de confort : +78 % ; allure rapide : + 75 %) et elle était deux fois supérieure lors des essais réalisés à allure rapide (79,7 ± 29,2 W) par rapport aux essais réalisés à allure de confort (39,7 ± 10,4 W). Pendant les phases de roue libre, la puissance mécanique moyenne développée par le Sujet était deux à trois fois supérieure à la puissance mécanique interne moyenne (allure de confort : + 208 % ; allure rapide : +76 %) et était plus de deux fois supérieure lors des essais réalisés à allure rapide (71,9 ± 5,1 W) par rapport aux essais réalisés à allure de confort (29,1 ± 7,9 W).

3.3. Comparaison avec les méthodes antérieures

Pour estimer l'apport des résultats de ce travail par rapport à ceux de la littérature, la puissance mécanique développée par le Sujet a été estimée en appliquant les deux principales méthodologies utilisées antérieurement et basées soit sur les forces de freinage, soit sur les moments propulsifs. Dans le premier cas, qui correspond à la méthodologie utilisée sur les tapis roulant par van der Woude *et al.* [305], la puissance mécanique développée par le Sujet était supposée d'intensité égale mais de signe opposé à celle des forces de résistance à l'avancement, c'est-à-dire que la puissance mécanique cinétique du système {Sujet + FRM} et la puissance du poids du système {Sujet + FRM} étaient négligées. Pour appliquer cette première méthode, la force freinage a été calculée à l'aide du modèle d'estimation de $\vec{F}_{ra}$ en utilisant les valeurs des composantes normales des forces de réactions du sol (R_{N1} et R_{N2}), au début de

l'enregistrement, lorsque le Sujet était immobile, le buste redressé au niveau du dossier[22]. La force de freinage était alors de -17,6 ± 0,2 N pour les essais à allure de confort et de -17,7 ± 0,1 N pour les essais à allure rapide. La puissance a alors été calculée en multipliant cette valeur par la vitesse de l'origine du référentiel du FRM. Pour calculer la puissance des moments propulsifs selon la seconde méthode, la puissance de chacun des deux moments propulsifs a été calculée, en multipliant sa valeur par la vitesse de rotation de la roue autour de son axe, puis elles ont été additionnées. Cette méthode ne prend donc pas en compte la puissance des efforts appliqués par le Sujet sur le siège ni la puissance du poids du système {Sujet + FRM}.

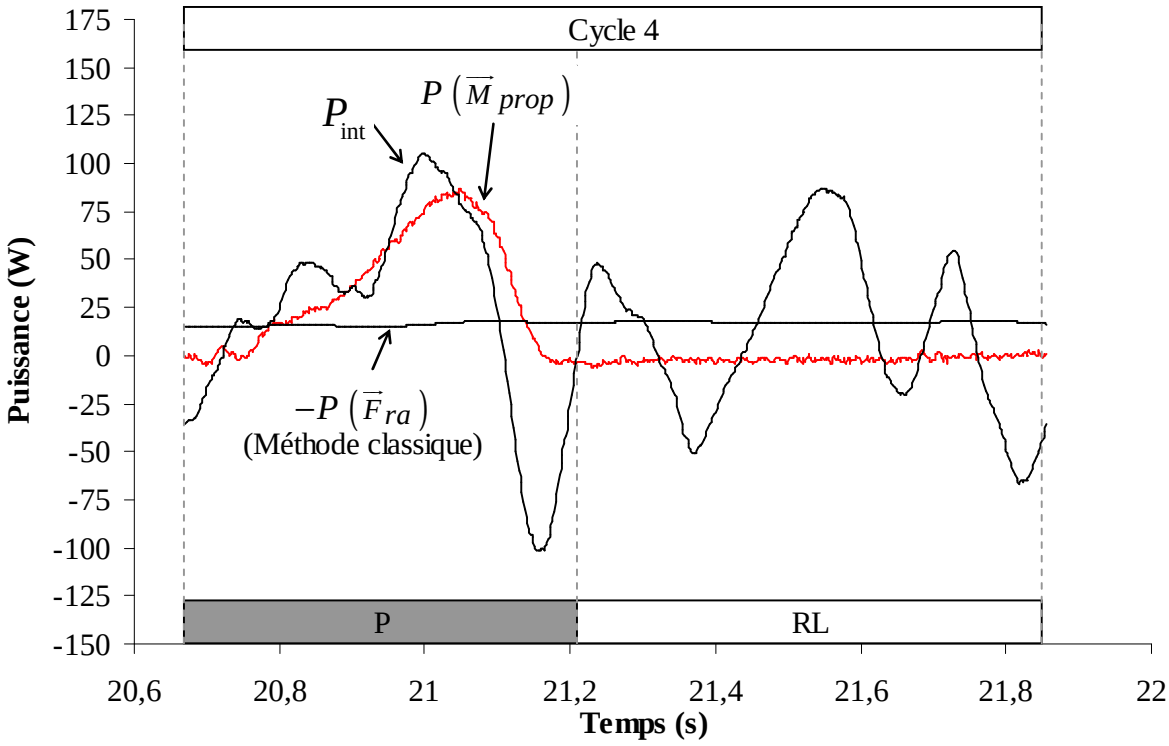


Figure 88 : Evolution temporelle de l'opposé de la puissance des forces de résistance à l'avancement, calculée suivant la méthode classique décrite par van der Woude et al. (1986), de la puissance des moments propulsifs et de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} au cours d'un cycle de propulsion (Cycle 4 de l'essai C_05).

[22] Le dossier avait été enlevé lors des expérimentations avec le sujet.

Les évolutions temporelles de la puissance des forces de résistance à l'avancement et de la puissance des moments propulsifs montraient des différences évidentes entre-elles et par rapport à la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}. (Figure 88). En effet, la puissance des forces de freinage évoluait très peu au cours du cycle de propulsion (entre 15,1 et 18,2 W) et ses valeurs moyennes étaient de -16,2 W au cours de la phase de poussée, de -17,4 W au cours de la phase de roue libre, et de -16,9 W sur l'ensemble du cycle présenté. A l'inverse, la puissance des moments propulsifs présentait une très forte augmentation jusqu'à 86,9 W pendant la phase de poussée, puis devenait logiquement nulle pendant toute la phase de roue libre. Les puissances moyennes obtenues avec cette méthode étaient de 33,0 W pendant la phase de poussée et de 14,9 W pendant l'ensemble du cycle de propulsion.

Nom	$-P\left(\vec{F}_{ra}\right)$ (W) (méthode classique)	$P\left(\vec{M}_{prop}\right)$ (W)	$\overline{P}_{int\ \{S+F\}}$ (W)	$\left\lvert\overline{P}_{int\ \{S+F\}}\right\rvert$ (W)
C_01	18,9	23,9	22,1	51,3
C_02	17,5	21,7	22,4	37,8
C_03	16,7	14,1	10,4	35,2
C_03	15,8	15,1	15,1	28,1
C_04	17,0	14,0	13,5	33,5
C_05	16,9	14,9	16,6	41,1
C_06	17,6	15,0	7,9	31,1
C_07	16,5	13,2	12,6	31,8
C_08	16,6	14,3	13,6	33,4
C_09	17,9	14,1	17,9	36,4
C_10	15,7	15,3	11,6	22,5
R_02	25,8	35,5	30,4	67,2
R_03	25,3	46,2	45,9	83,6
Moyenne C	17,0 (±0,9)	16,0 (± 3,5)	14,9 (± 4,6)	34,7 (± 7,4)
Moyenne R	25,6 (± 0,4)	40,9 (±7,6)	38,2 (± 10,9)	75,4 (± 11,6)

Tableau 15 : Puissances mécaniques moyennes au cours des 13 cycles étudiés.

Les essais dont le nom commence par « C » correspondent aux déplacements à allure de confort et ceux dont le nom commence par « R » aux déplacements à allure rapide.

Nom	Phase	$-P\left(\vec{F}_{ra}\right)$ (W) (méthode classique)	$P\left(\vec{M}_{prop}\right)$ (W)	$\overline{P}_{int\ \{S+F\}}$ (W)	$\left\lvert\overline{P}_{int\ \{S+F\}}\right\rvert$ (W)
C_01	RL	18,7	0,0	5,4	41,5
	P	19,1	57,3	45,6	65,0
C_02	RL	18,1	0	9,0	29,7
	P	17,0	42,7	35,4	45,5
C_03	RL	17,7	0	-3,1	30,9
	P	15,3	32,1	27,7	40,7
	RL	15,9	0	18,8	26,0
	P	15,7	26,2	12,4	29,7
C_04	RL	19,1	0	2,4	31,8
	P	15,7	22,8	20,5	34,7
	RL	16,5	0	7,7	23,8
C_05	P	16,2	33,0	25,8	49,0
	RL	17,4	0	9,1	34,6
C_06	RL	19,5	0	4,0	26,0
	P	16,1	26,1	10,8	34,8
	RL	16,9	0	9,0	20,2
C_07	RL	18,0	0	4,3	27,3
	P	15,0	26,9	21,1	36,5
	RL	15,6	0	15,9	22,7
C_08	P	16,1	27,8	18,7	39,4
	RL	17,1	0	8,1	26,9
C_09	RL	19,1	0	23,0	42,1
	P	16,8	26,9	13,3	31,3
	RL	17,2	0	18,5	39,2
C_10	RL	16,6	0	9,4	14,0
	P	14,9	28,3	13,5	29,7
R_01	P	25,5	116,3	59,8	78,5
R_02	RL	27,6	0	42,0	77,8
	P	23,2	89,6	12,7	51,1
R_03	RL	26,5	0	35,8	69,5
	P	23,0	130,9	64,3	109,6
R_05	RL	27,3	0	44,9	68,5
Moyenne C	P	16,2 (± 1,2)	31,8 (±10,0)	22,3 (± 10,8)	39,7 (± 10,4)
	RL	17,6 (±1,2)	0	9,4 (± 7,0)	29,1 (± 7,9)
Moyenne R	P	23,9 (± 1,4)	112,3 (±20,9)	45,6 (± 28,5)	79,7 (± 29,2)
	RL	27,1 (±0,6)	0	40,9 (± 4,7)	71,9 (± 5,1)

Tableau 16 : Puissances mécaniques moyennes au cours des phases étudiées.

Les essais dont le nom commence par « C » correspondent aux déplacements à allure de confort et ceux dont le nom commence par « R » aux déplacements à allure rapide. Pour les phases : « P » correspond à une phase de poussée et « RL » à une phase de roue libre.)

Les puissances moyennes ont été calculées avec ces deux méthodes pour toutes les phases et tous les cycles de propulsion (Tableau 15 et Tableau 16). Les résultats montrent que, sur l'ensemble du cycle de propulsion, les puissances mécanique moyennes développées par le Sujet, calculées à partir des forces de freinage (17,0 ± 0,9 W), des moments propulsifs (16,0 ± 3,5 W) et la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} (14,9 ± 4,6 W) n'étaient pas très différentes lors des déplacements à allure de confort (Figure 89). Cependant, l'observation des résultats de chaque essai faisait apparaître des différences plus importantes entre les méthodes : par exemple, la méthode des forces freinage ne donnait pas toujours des résultats supérieurs à ceux de la méthode basée sur les moments propulsifs (Tableau 15, p. 270). A allure rapide, les différences entre les méthodes étaient nettement plus marquées : la méthode des forces de freinage (25,6 ± 0,4 W) semblait sous-estimer la puissance développée par le Sujet par rapport au moment propulsif (40,9 ± 7,6 W) et à celle des la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} (38,2 ± 10,9 W), ces deux dernières donnant des résultats moyens équivalents. Dans tous les cas, et quelle que soit l'allure du déplacement, la méthode de calcul de la puissance développée par le Sujet à partir des valeurs absolues de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}, donnait les résultats environ deux fois plus élevés que les autres méthodes.

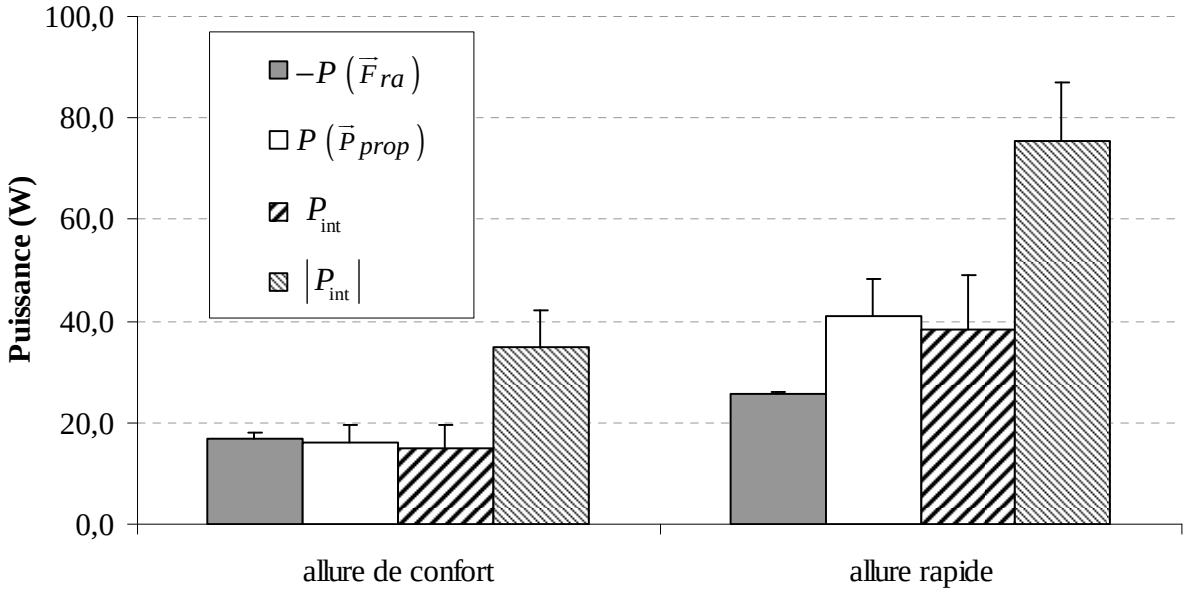


Figure 89 : Puissance mécanique moyenne par cycle de propulsion calculée à partir des différentes méthodes.

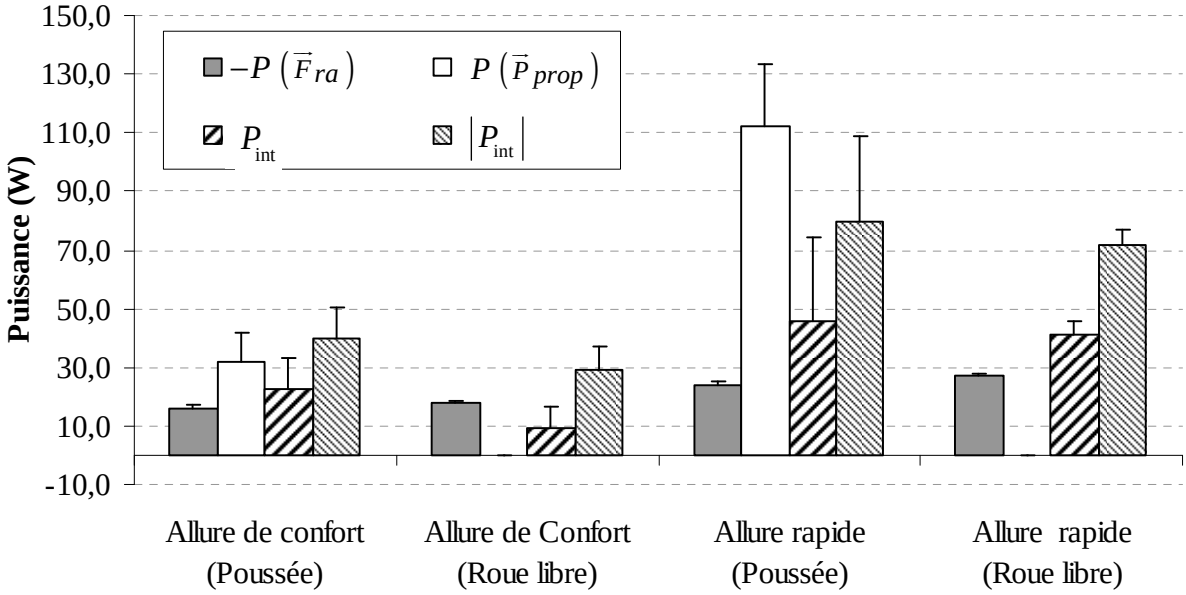


Figure 90 : Puissance mécanique moyenne par phase, calculée à partir des différentes méthodes.

La puissance mécanique moyenne des forces de freinage était équivalente entre les phases de poussée et de roue libre, pour une même allure de déplacement (allure de confort : 16,2 ± 1,2 W *vs* 17,6 ± 1,2 W ; allure rapide : 23,9 ± 1,4 W *vs* 27,1 ± 0,6 W) (Figure 90 et Tableau 16). Pour les moments propulsifs, la puissance était logiquement nulle pendant les phases de roue libre, quelle que soit l'allure du déplacement. Par ailleurs, pour toutes les phases de poussée réalisée à allure de confort, la puissance des moments propulsifs était inférieure à la puissance moyenne développée par le Sujet[23] (31,8 ±10 W *vs* 39,7 ±10,4 W, respectivement) (Tableau 16, p. 271). Par contre, c'était le contraire pour les trois phases de poussée réalisées à vitesse rapide (112,3 ± 20,9 W *vs* 79,7 ± 29,2 W, respectivement).

[23] Rappel : la puissance développée par le Sujet a été calculée à l'aide des valeurs absolues de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}.

Résumé du Chapitre IV

Après une présentation des résultats des tests de décélération et des valeurs des paramètres de résistance au roulement des roues avant et arrière, tous les paramètres mécaniques nécessaires à l'estimation de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} ont été présentés pour un déplacement choisi au hasard parmi les dix déplacements réalisés à allure de confort. Tous ces résultats, exhaustifs et nécessaires à l'estimation de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}, méritent une analyse fine pour comprendre la complexité de la locomotion en FRM. Les résultats moyens par cycle et par phase ont ensuite été présentés pour l'ensemble des déplacements, à allure de confort et à allure plus rapide.

En premier lieu, ces résultats ont mis en évidence une vitesse de rotation du châssis non nulle lors d'un déplacement demandé en ligne droite, traduisant un léger mouvement de lacet du FRM et par conséquent le non-respect de la condition stricte de déplacement rectiligne. Cependant, ces mouvements n'ont pas eu de répercussions sensibles sur l'énergie cinétique totale du FRM ni sur la puissance cinétique associée. Au niveau de la dynamique, les efforts appliqués par le Sujet sur les mains courantes ont montré une différence très claire entre les côtés gauche et droit. Au niveau cinétique et énergétique, des variations de la puissance cinétique du système {Sujet + FRM} ont été notées, ainsi que l'importance de la puissance du poids du Sujet lors d'un déplacement sur le plat, même à allure de confort alors que les mouvements du tronc étaient réduits. La puissance des moments de roulement des roulettes avant s'est révélée très largement supérieure à celle des roues arrière et toutes deux présentaient des variations importantes au cours du cycle de propulsion. Enfin, la puissance mécanique

interne a montré des variations très élevées au cours du cycle de propulsion, présentant alternativement des valeurs positives et négatives.

CHAPITRE V :

ANALYSE ET DISCUSSION

1. Tests de décélération

Les résultats des tests de décélération ont confirmé que la force de résistance à l'avancement dépendait de la masse totale du système {FRM + Masse additionnelle} et de sa répartition entre les roulettes avant (R_{N1}) et les roues arrière (R_{N2}), comme l'avait déjà montré de Saint Rémy *et al.* (2003) [93]. Entre la 3ème et la 4ème série de tests de décélération, une différence d'environ un kilogramme a été notée sans pour autant que la masse additionnelle ait changé. Cette différence peut être expliquée par la position très avancée de la masse additionnelle sur le siège durant la quatrième série créant un effort sur le dynamomètre du siège en dehors de ceux appliqués lors de son étalonnage. Un nouvel étalonnage avec des efforts appliqués sur la structure du siège et en dehors des dimensions propres du dynamomètre (sur le repose-pied ou sur le haut du dossier, par exemple) devrait permettre d'améliorer la précision des mesures de ce dynamomètre, notamment dans le cas d'efforts extrêmes. Par ailleurs, une dispersion plus importante des décélérations a été notée pour la 3ème série de tests qui pourrait être expliquée par des trajectoires du FRET-1 plus variées dans cette série que dans les autres, modifiant les irrégularités du sol rencontrées au cours du déplacement.

Dans la présente étude, les forces de résistance à l'avancement mesurées étaient comprises entre -13,9 et -32,0 N et donc inférieures à celles mesurées (entre -16,7 et -51,3 N) par N. de Saint Rémy (2005) [96] avec les mêmes masses additionnelles et le

même FRM. Cette différence peut être attribuée à la surface de déplacement qui était une moquette rase dans cette étude et une piste d'athlétisme en caoutchouc dans celle de de Saint Rémy (2005).

Les tests de décélération ont permis de calculer les paramètres de résistance au roulement des roues avant (δ_1=2,227 $\times$ 10^{-3} m) et arrière (δ_2=2,420 $\times$ 10^{-3} m) du FRET-1 sur une moquette rase. Ces paramètres étaient logiquement inférieurs à ceux des roues de voiture roulant sur une route bitumée, généralement compris entre 7,0 $\times$ 10^{-3} m et 14,0 $\times$ 10^{-3} m (National Academy of Sciences, Transportation Research Board, 2006) [228], mais ils étaient du même ordre de grandeur que ceux récemment déterminés par J.C. Cabelguen [43] (δ_1=1,5 $\times$ 10^{-3} m et δ_2=1,0 $\times$ 10^{-3} m) pour le FRET-1 à l'aide d'un autre modèle mais sans préciser la nature du sol. Ces dernières valeurs ont été reprises par F. Lavaste dans un modèle de la propulsion en FRM [198]. En rapportant les paramètres de roulement aux rayons des roues, la résistance des roulettes avant est apparue nettement supérieure à celle des roues arrière, en raison du faible rayon des roulettes. Ainsi, F_{ra} était principalement déterminée par la force de réaction normale du sol sur les roulettes avant.

Le modèle des forces de résistance à l'avancement et la méthode de détermination des paramètres de roulement utilisés ici présentent un avantage supplémentaire par rapport au modèle utilisé par de Saint Rémy (2005) [96] puisqu'ils permettent de caractériser la résistance au roulement sans glissement d'une roue sur une surface quelconque, indépendamment des caractéristiques géométriques et inertielles du FRM. L'application de cette méthode à différents pneus et à différentes surfaces pourrait

permettre de construire une échelle des paramètres de roulement des différents couples pneus/surfaces.

2. Analyse de la propulsion

2.1. Paramètres temporels

Au cours des différents cycles analysés dans ce travail, la fréquence de propulsion était plus faible quand l'allure était rapide (environ 0,75 Hz) que lors des déplacements à allure de confort (environ 1 Hz). De plus, avec l'augmentation de la vitesse, la durée de la phase de poussée diminuait légèrement alors que la durée de la phase de roue libre augmentait fortement. Ces résultats sont en désaccord avec ceux de van der Woude *et al.* (1989c) [309] qui ont montré que la fréquence de propulsion augmentait avec la vitesse tandis que la durée de la phase de roue libre diminuait. Il est cependant possible que des résultats similaires auraient été obtenus dans la présente étude si les vitesses avaient été plus rapides ; mais cette hypothèse devra être vérifiée ultérieurement.

2.2. Paramètres cinématiques

2.2.1. Cinématique du FRET-1

Le modèle mécanique élaboré et présenté ici a permis de calculer les torseurs cinématiques des sept éléments du FRM à partir des mesures réalisées à l'aide du FRET-1. Les résultats ont montré que la vitesse de translation du FRET-1, définie par la vitesse de l'origine du référentiel du FRM, n'était pas constante au cours du déplacement, ni au cours des différents cycles de propulsion. Ces résultats confirment ceux obtenus précédemment par Coutts, (1990) [75], Cooper *et al.*, (1990) [67],

Vanlandewijck *et al.*, (1994a) [321] et de Saint Rémy (2005) [96]. Par ailleurs, pour chaque cycle, la vitesse maximale était atteinte pendant la phase de roue libre et l'évolution intra-cycle de la vitesse traduisait deux phases d'accélération : une première pendant la phase de poussée et une seconde au début de la phase de roue libre. Ce phénomène avait déjà été observé sur tapis roulant par Vanlandewijck *et al.* (1994a) [321] et sur le terrain par de Saint Rémy (2005) [96], mais jamais sur des simulateurs de FRM, ni sur des ergomètres à rouleaux. Jusqu'à présent, ce phénomène était expliqué par les mouvements du tronc et des membres supérieurs du Sujet vers l'arrière du FRM : ainsi, les mouvements du Sujet auraient une action motrice sur le déplacement du FRM pendant la phase de roue libre. Le modèle mécanique présenté ici permet de préciser que c'est l'accélération négative du centre de masse du Sujet dans $\Re_f$ qui est responsable de la seconde accélération du FRM. Ce constat signifie qu'à la fois le ralentissement du mouvement du centre de masse du Sujet vers l'avant du FRM au tout début de la phase de roue libre, puis son accélération vers l'arrière permettent d'accélérer le FRM vers l'avant pendant la phase de roue libre. Cette explication est confirmée par les résultats de la vitesse relative du centre de masse du Sujet dans $\Re_f$ (Figure 72, p. 243) ainsi que par les efforts appliqués par le Sujet sur le siège suivant la direction antéropostérieure (Figure 43, p. 206). Inversement, pendant les premiers instants de la phase de poussée, la vitesse du FRM continuait de diminuer en raison de l'accélération positive du centre de masse du Sujet pour freiner son propre mouvement vers l'arrière du FRM, puis repartir vers l'avant. La diminution de la vitesse du FRM au début de la phase de poussée avait déjà été remarquée sur les résultats de van der Woude *et al.* (1989) [309]. Cependant, comme ces résultats avaient été obtenus sur un simulateur, les auteurs avaient expliqué ce phénomène par la difficulté du Sujet à saisir la main courante, créant alors un frottement qui ralentissait la rotation de la roue. A

l'appui de ces observations, les vitesses de translation minimales et maximales du FRM ont été atteintes pendant les phases de poussée et de roue libre, respectivement. Cette analyse permet également de comprendre pourquoi les vitesses moyennes du FRM étaient toujours supérieures pendant les phases de roue libre par rapport aux phases de poussée.

Ces résultats ont une incidence méthodologique importante car ils montrent que la vitesse du FRM ne peut pas être supposée constante au cours du cycle de propulsion. Par conséquent, la puissance des forces de freinage, par exemple, ne peut pas être estimée à partir de la vitesse moyenne du FRM. Ces résultats signifient également que les simulateurs de FRM et les ergomètres à rouleaux ne sont pas représentatifs de la réalité de la locomotion sur le terrain puisque, sur ces appareils, les mouvements du Sujet sur le siège du FRM n'ont aucune incidence sur la vitesse de translation du FRM ni sur la vitesse de rotation des roues.

La vitesse de rotation du FRET-1 autour de son axe vertical (Figure 55, p. 218) a montré que celui-ci avait un mouvement de lacet et donc que la condition de déplacement strictement rectiligne n'était pas respectée. Même si l'amplitude des lacets peut être expliquée en grande partie par le fait que le Sujet n'était pas un utilisateur régulier de FRM, il reste néanmoins probable que le déplacement ne serait pas non plus strictement rectiligne avec des sujets plus expérimentés.

Une des originalités de ce travail est d'avoir calculé les mouvements angulaires des fourchettes et des roulettes avant dans $\mathfrak{R}_f$ à partir du transport du torseur cinématique du FRET-1 au niveau des pivots des fourchettes avant. Les résultats ont montré une oscillation latérale des fourchettes de part et d'autre de leurs positions de référence. Comme la vitesse de lacet du FRET-1 était faible, les fourchettes restaient proches de

leurs positions de référence et avaient des mouvements presque identiques car les rayons de viration de leurs pivots avec le châssis étaient quasiment identiques. Néanmoins, les valeurs calculées au début et à la fin du déplacement présentaient des aberrations qui pouvaient être expliquées par la méthode de calcul et par les valeurs du torseur cinématique du FRET-1 à ces instants. En effet, les divisions des vitesses transversales des pivots des fourchettes par leurs vitesses antéropostérieures donnaient des valeurs très élevées lorsque ces dernières étaient très faibles, comme c'était le cas au début et à la fin du déplacement. Ainsi, de petites erreurs de calcul sur de faibles vitesses antéropostérieures des pivots entraînaient des erreurs importantes sur les positions angulaires des fourchettes avant dans $\Re_f$.

Suite aux mouvements latéraux des fourchettes au cours du déplacement, il était logique que les positions des centres de masse des fourchettes et des roulettes ne restaient pas constantes dans $\Re_f$. Néanmoins, compte tenu de la faible masse de ces éléments, les déplacements consécutifs du centre de masse global du FRET-1 dans $\Re_f$ se sont révélés extrêmement réduits sur l'ensemble de l'essai analysé (± 0,3 mm), ce qui a finalement permis de considérer que le centre de masse du FRET-1 restait fixe dans $\Re_f$.

Les vitesses de rotation des roulettes avant gauche et droite autour de leurs axes respectifs étaient légèrement différentes entre elles, en raison de la faible différence entre les rayons de viration des pivots des fourchettes. Néanmoins, les vitesses de rotation des deux roulettes étaient supérieures à celles calculées à partir du modèle simplifié du déplacement rectiligne, qui supposait que les référentiels des fourchettes restaient toujours fixes dans $\Re_f$ (Figure 58, p. 223). Cette différence se reporte donc

consécutivement sur l'énergie cinétique de rotation des roulettes et sur la puissance des moments de roulement des roulettes ($P\left(\overrightarrow{M}_{R1}\right)$).

Les résultats de l'ensemble des torseurs cinématiques du FRET-1 ont montré que la composante verticale de la vitesse de rotation du FRET-1 n'était pas nulle et qu'elle était à l'origine des mouvements des fourchettes et des roulettes avant dans $\Re_f$. Par conséquent, la mesure sur le terrain de la vitesse de rotation d'une seule des deux roues arrière autour de son axe, comme l'ont fait Moss *et al.* (2003, 2005) [224, 225], n'est pas suffisante pour décrire la cinématique complète du FRM, même lors d'un déplacement en ligne droite.

2.2.2. Cinématique du Sujet

Pour atteindre notre objectif, il était nécessaire de déterminer les torseurs cinématiques des seize segments du modèle de représentation du Sujet. Les résultats ont montré que le déplacement du centre de masse global du Sujet dans $\Re_f$ était très faible dans l'essai analysé. Ainsi, à allure de confort, l'amplitude de déplacement du centre de masse du Sujet était inférieure à 5 cm dans la direction antéropostérieure et à 1,5 cm suivant la direction verticale. De ce fait, la vitesse relative du centre de masse du Sujet dans $\Re_f$ était très faible (± 0,15 $m.s^{-1}$) et son évolution temporelle traduisait une accélération négative pendant les deux premiers tiers de la phase de roue libre et une accélération positive pendant le reste de cette phase et pendant la phase de poussée. Ces

accélérations permettent d'expliquer l'augmentation de la vitesse du FRM au début de la phase de roue libre et sa diminution au début de la phase de poussée (voir ci-dessus).

Comme on pouvait s'y attendre, les torseurs cinématiques des segments des membres inférieurs (cuisses, jambes et pieds) présentaient des valeurs quasiment nulles dans $\Re_f$, aussi bien en rotation qu'en translation, indiquant que les mouvements des membres inférieurs du Sujet, bien qu'il soit valide, pouvaient être négligés. Cependant, pour obtenir ces résultats, les positions de certains marqueurs des pieds ont du être recalculés en les considérants fixes dans $\Re_f$ car ils présentaient des mouvements anormaux et des trajectoires très bruitées. Les mouvements anormaux peuvent être expliqués par la proximité entre les marqueurs des deux pieds (notamment les malléoles médiales) et le fait que leurs positions soient à l'extrémité basse de la zone de calibration où l'étalonnage pouvait être moins précis. Concernant le bruit observé sur les trajectoires, celui-ci peut être expliqué par les vibrations du FRET-1 qui seraient transmises au Sujet, notamment au niveau des pieds et du bassin.

Les torseurs cinématiques du pelvis, de l'abdomen, du thorax et de l'ensemble {tête+cou} dans $\Re_f$ ont montré des vitesses antéropostérieures croissantes des centres de masse de ces segments, en fonction de leur éloignement du centre articulaire du pelvis. Ainsi, les vitesses des centres de masse du pelvis et de l'abdomen étaient presque nulles ; celle du centre de masse du thorax était légèrement supérieure et celle du centre de masse de l'ensemble {tête + cou} encore davantage. Ces résultats traduisaient un mouvement de bascule du tronc et de la tête vers l'avant pendant la propulsion, mais qui restait cependant limité compte tenu du faible déplacement du centre de masse global de l'ensemble du tronc, du cou et de la tête dans $\Re_f$ (3,0 cm et

1,0 cm dans les directions antéropostérieure et verticale, respectivement). En outre, ce faible déplacement traduisait une très faible implication de l'ensemble tronc, cou et tête dans le mouvement du centre de masse global du Sujet. Enfin, les évolutions temporelles des six composantes des torseurs cinématiques des membres supérieurs présentaient des évolutions presque symétriques par rapport au plan sagittal médian du FRET-1. En effet, les vitesses de translation des membres supérieurs étaient similaires suivant les directions antéropostérieures et verticales de $\mathfrak{R}_f$, et logiquement opposées suivant la direction transversale. Les vitesses de rotation, quant à elles, étaient similaires suivant la direction transversale, et logiquement opposées suivant les directions antéropostérieures et verticales.

Les résultats obtenus dans ce travail ne trouvent pas d'éléments de comparaison dans la littérature scientifique, où les résultats cinématiques sont généralement limités à la description des angles articulaires à partir de mesures en deux dimensions (Sanderson et Sommer 3rd, 1985) [269] ou trois dimensions (Rodgers *et al.*, 1994 ; Vanlandewijck *et al.*, 1994a) [256, 321]. Ainsi, l'angle formé par le tronc a déjà été exprimé dans des études antérieures mais il était défini par l'orientation du segment joignant l'axe des roues arrière à un marqueur fixé sur l'épaule (Sanderson et Sommer 3rd, 1985 ; Vanlandewijck *et al.*, 1994a) [269, 321], ou sur la colonne vertébrale (Kulig *et al.*, 2001) [191] : sa mesure était donc dépendante de la position des roues arrière par rapport à l'assise. En conséquence, et malgré l'absence de résultats antérieurs comparables, l'analyse tridimensionnelle des vitesses des seize segments du Sujet, réalisée dans ce travail, conforte l'hypothèse de la symétrie cinématique de la propulsion par rapport au plan sagittal médian, comme l'avaient supposée la plupart des études antérieures en utilisant des modèles plus ou moins complexes (Sanderson et Sommer 3rd, 1985 [269] ; Rodgers *et al.*, 1994 [256] ; Vanlandwijck *et al.*, 1994a [321] ; Kulig *et al.*, 2001 [191] ;

Finley *et al.*, 2002 [127] ; Rodgers *et al.*, 2003 [257] ; Guo *et al.*, 2003 [148] ; Pradon et Chèze, 2003 [246]).

D'un point de vue méthodologique, ces résultats montrent que, même avec un Sujet valide, les mouvements des membres inférieurs peuvent être considérés comme nuls dans $\Re_f$. Il serait alors possible de simplifier l'analyse cinématique en utilisant un modèle plus simple, ou en diminuant et en déplaçant certains marqueurs des membres inférieurs pour qu'ils soient mieux visibles, notamment ceux des malléoles internes et externes, dont le suivi des trajectoires posait problème. De la même façon, la modélisation du pelvis et de l'abdomen pourrait être simplifiée et les marqueurs des épines iliaques antérosupérieures et postérosupérieures, notamment, pourraient être reconstruits à partir d'autres marqueurs plus visibles et placés sur la crête iliaque, par exemple. Il serait alors également possible de remettre en place une partie du dossier du FRET-1, qui est indispensable pour réaliser des expérimentations avec des utilisateurs de FRM. Enfin, il semble que l'hypothèse de la symétrie de propulsion puisse être admise, en termes de cinématique segmentaire, pour un sujet valide. Cependant, des expérimentations complémentaires restent nécessaires avant d'admettre cette hypothèse pour des sujets atteints de divers handicaps moteurs.

2.3. Paramètres dynamiques

2.3.1. Les efforts appliqués par le Sujet sur le FRET-1

2.3.1.1. Les mains courantes

L'instrumentation du FRET-1 a permis de mesurer l'ensemble des efforts appliqués par le Sujet sur les mains courantes du FRET-1 au cours du déplacement. Les résultats ont montré des valeurs négatives suivant la direction verticale, qui étaient logiquement similaires sur les deux mains courantes. A l'inverse, dans l'essai analysé, les forces étaient étrangement de signes opposés suivant la direction antéropostérieure. En effet, la force exercée sur la main courante droite était dirigée vers l'avant, participant ainsi à l'accélération de la roue. Les évolutions temporelles de la force appliquée par le Sujet sur la main courante droite étaient cohérentes avec celles rapportées dans la littérature (Veeger *et al.*, 1992 [333] ; de Saint Rémy, 2005 [96]) de même que les valeurs pics de cette force (Veeger *et al.*, 1992b [333] ; Asato *et al.*, 1993 [4] ; Rodgers *et al.*, 1994 [256] ; Finley *et al.*, 2002 [127] ; Rodgers *et al.*, 2003 [257] ; de Saint Rémy, 2005 [96]). Par contre, la force exercée par le Sujet sur la main courante gauche était dirigée vers l'arrière, c'est-à-dire qu'elle tendait à freiner la rotation de la roue gauche. Cependant, il est probable que cette composante antéropostérieure négative permette d'augmenter la composante radiale de cette force dans le but de maintenir l'adhérence sur la main courante. La détermination du point d'application devient alors nécessaire pour vérifier cette hypothèse.

Les différences notées dans cette étude entre les forces appliquées par le Sujet sur les deux mains courantes se sont logiquement retrouvées sur les composantes verticales et transversales des moments, tendant à créer un mouvement de lacet du FRM vers la

gauche ou à empêcher un mouvement de lacet vers la droite. Les valeurs maximales des composantes transversales des moments, ou moments propulsifs, présentaient en effet une différence d'environ 10 Nm pendant presque toutes les phases de poussée, au profit de la roue droite. Une différence similaire d'environ 8 Nm, au profit de la roue droite, était également visible sur les résultats obtenus par de Saint Rémy (2005) [96], qui avait également utilisé le FRET-1. La similitude de ces écarts soulève l'hypothèse d'une plus grande résistance au roulement des roues droite que des roues gauche du FRET-1. Cependant, avant de conclure sur cette différence entre les moments propulsifs des roues gauche et droite, il serait également nécessaire de comparer les impulsions correspondantes. La latéralité du Sujet pourrait être à l'origine de ces différences mais des expérimentations complémentaires seraient nécessaires pour étudier ces aspects moteurs spécifiques. Afin de comparer les valeurs des moments avec celles de la littérature, il est nécessaire que ceux-ci soient réduits au même point. Or, dans notre étude, les moments des efforts appliqués sur les mains courantes ont été réduits à l'origine et dans la base de $\mathfrak{R}_f$, ce qui n'était pas le cas dans les autres études de la littérature où ils étaient réduits à l'origine du dynamomètre. Par conséquent, seuls les moments propulsifs ont pu être comparés et leurs valeurs maximales étaient comprises entre celles obtenues par Rodgers *et al.* (2003) [257] (21 à 27 Nm) et celles obtenues par de Saint Rémy (2005) [96]. (20 à 40 Nm).

Au niveau méthodologique, ces résultats dynamiques montrent que les efforts appliqués sur les deux mains courantes ne sont pas nécessairement identiques, contrairement aux conclusions de Veeger *et al.* (1992) [333]. En effet, lors d'une étude parallèle réalisée au L.I.M.O.S., les différences relevées ici entre les valeurs maximales des différentes composantes des torseurs des efforts appliqués sur les mains courantes

gauche et droite ont déjà été notées sur d'autres variables telles que les taux d'accroissement et de décroissance des six composantes des torseurs ou les impulsions linéaires et angulaires [265, 266]. L'instrumentation des deux mains courantes apparaît donc indispensable aussi bien pour comprendre la locomotion sur le terrain que pour estimer les variables dynamiques globales exercées par le Sujet, sur le terrain et en laboratoire.

2.3.1.2. Le siège

Le dynamomètre du siège du FRET-1 a permis de mesurer les six composantes du torseur résultant des actions appliquées par le Sujet sur l'assise, le dossier et le repose-pied. La composante verticale de la force exercée par le Sujet sur le siège était égale à son propre poids uniquement pendant les phases d'immobilisation du FRET-1, au début et à la fin de l'enregistrement. En effet, au cours du déplacement, la composante verticale de la force exercée par le Sujet sur le siège traduisait un allègement pendant presque toute la phase de poussée et une surcharge lors de la transition entre les phases de poussée et de roue libre. Ces résultats confirment ceux déjà obtenus par de Saint Rémy (2005) [96] et s'expliquent grâce à l'équation (43) du modèle mécanique. En effet, pendant la phase de poussée, les efforts exercés par le Sujet sur les mains courantes étaient dirigés vers le bas ($F_{y(S\to 2G)}$ et $F_{y(S\to 2D)}$ étaient négatifs) tandis que, simultanément, l'accélération verticale du centre de masse du Sujet était également négative : la combinaison de ces deux phénomènes se traduisait logiquement par une intensité de $F_{S\ y}$ inférieure à celle du poids du Sujet. A l'inverse, pendant la phase de roue libre, les efforts exercés par le Sujet sur les mains courantes étaient nuls alors que l'accélération verticale du centre de masse du Sujet était positive, créant ainsi un effort vertical supérieur au poids du Sujet. Au cours du cycle de propulsion, la composante

antéropostérieure de la force exercée par le Sujet sur le siège n'était pas nulle : cette force était relativement importante et pouvait dépasser -100 N, vers l'arrière du FRM, pendant la phase de poussée, puis elle était moins conséquente (inférieure à 40 N), et orientée vers l'avant du FRM, pendant la phase de roue libre (Figure 43, p. 206). Ce phénomène est également expliqué par l'équation (43) du modèle mécanique. En effet, pendant la phase de poussée, le Sujet exerçait sur la main courante droite une force dirigée vers l'avant[24] et il accélérait simultanément son centre de masse vers l'avant du FRM, créant ainsi par réaction, une force dirigée vers l'arrière du FRM. A l'inverse, pendant la phase de roue libre, le Sujet ne touchait plus les mains courantes, tandis qu'il freinait le mouvement de son centre de masse vers l'avant du FRM, puis l'accélérait vers l'arrière[25], créant ainsi une force de réaction sur le siège dirigée vers l'avant du FRM. Ces actions sont à l'origine de la diminution et de l'augmentation de la vitesse du FRM pendant les phases de poussée et de roue libre, respectivement.

Les variations du moment transversal, réduit en O_f, des efforts exercés par le Sujet sur le siège ont montré qu'il ne pouvait pas être estimé uniquement à partir du moment créé par le poids du Sujet lors de la phase d'immobilisation initiale. Par ailleurs, la composante antéropostérieure de la force exercée par le Sujet sur le siège tendait logiquement à diminuer l'intensité de la composante transversale du moment lors des phases de poussée et à l'augmenter pendant les phases de roue libre. Les valeurs des moments des efforts exercés par le Sujet sur le siège dans les directions antéropostérieure et verticale tendaient à diminuer l'effet des moments créés par les actions sur les mains courantes dans ces deux directions. En effet, si l'action sur les

[24] Celle exercée sur la main courante gauche était de signe opposé mais ses valeurs étaient bien plus faibles.
[25] Dans les deux cas, l'accélération du centre de masse du Sujet était négative.

mains courantes tendait à créer un mouvement de lacet, l'action du Sujet sur le siège tendait à le diminuer, et inversement. Cette observation traduit une stratégie motrice complexe, propre au Sujet et au déplacement considéré, qu'il n'est pas possible de comprendre à partir des seuls efforts mesurés sur les mains courantes, ni à fortiori avec un FRM équipé d'une seule roue dynamométrique.

La force verticale et le moment transversal mesurés sur le siège étaient en accord avec les résultats obtenus par de Saint Rémy (2005) [96], de même que la composante antéropostérieure de la force, mais uniquement pendant la phase de poussée. Cependant, cet auteur avait constaté que la composante transversale de la force et la composante verticale du moment restaient quasiment nulles pendant tout le cycle de propulsion, de même que la composante antéropostérieure de la force pendant la phase de roue libre. Ces résultats semblaient donc différents de ceux obtenus dans la présente étude pour les mêmes composantes. Cependant, l'analyse de de Saint Rémy a été réalisée pour un cycle normalisé obtenu à partir de plusieurs cycles de propulsion successifs. Or, l'étude approfondie de ses résultats non standardisés montrait les mêmes variations que dans la présente étude, pour la composante transversale de $\vec{F}_S$ et pour la composante verticale du moment. Cette observation met en évidence la limite de la normalisation des paramètres biomécaniques sur plusieurs cycles de propulsion, qui, en moyennant les valeurs obtenues, peut annuler les variations de certains paramètres, notamment lorsque ceux-ci n'évoluent pas de manière cyclique.

Au niveau méthodologique, les variations de la composante transversale du moment exercé par le Sujet sur le siège au cours du cycle de propulsion montrent qu'il n'est pas possible d'estimer cette composante à partir du seul moment créé par le poids du Sujet dans une position déterminée sur le siège du FRM.

2.3.2. Les forces de réaction du sol

Les forces de réaction du sol suivant la direction antéropostérieure représentaient la résultante des forces de résistance à l'avancement du sol et des réactions aux moments propulsifs exercés par le Sujet sur les roues du FRET-1. Sur les roues arrière, par exemple, $R_{2\,x}$ correspondait à la somme de la force de freinage des roues arrière et de la force motrice appliquée par le Sujet (cf. § 4.2.1.1.3.2, p. 51). Par conséquent, $R_{2\,x}$ était positive quand le Sujet agissait sur les mains courantes, lors des phases de poussée, et elle était négative pendant les phases de roue libre. Comme le Sujet n'appliquait aucun effort sur les roulettes avant, $R_{1\,x}$ dépendait uniquement des forces de freinage et était donc négative pendant tout le déplacement.

Suivant la direction normale à la surface de roulement, les forces de réaction du sol présentaient de très fortes variations au cours du cycle, bien que les mouvements du centre de masse du Sujet soient restés faibles lors du déplacement à allure de confort. De plus, les évolutions de R_{N1} et de R_{N2} étaient symétriques, indiquant une variation de la distribution antéropostérieure de la composante normale de la force de réaction du sol (R_N) qui, en outre, n'était pas constante au cours du cycle de propulsion. Ces résultats confirment ceux obtenus par de Saint Rémy (2005) [96] sur l'évolution de la répartition antéropostérieure de la force de réaction normale totale (R_N). Cependant, les valeurs de R_{N1} calculées ici ne dépassaient que très rarement et de très peu 50 % de R_N, alors que de Saint Rémy avait observé une évolution de R_{N1} comprise entre 25 et 80 % de R_N. Cette différence pourrait en partie être due à la méthode de calcul de la

répartition antéropostérieure utilisée par de Saint Rémy, à l'aide du centre de pression des efforts appliqués sur le dynamomètre du siège. Une autre explication, plus probable, viendrait de la technique de propulsion des sujets ayant participé aux deux études.

Dans tous les cas, ces résultats démontrent une nouvelle fois que le Sujet ne peut pas être considéré comme une masse inerte sur le FRM au cours de la propulsion. De plus, ils mettent en évidence que l'étude de la stabilité du FRM au cours de la propulsion doit prendre en compte les actions du Sujet sur le FRM et donc de sa technique de propulsion. Par suite, les résultats obtenus sur les simulateurs de FRM et les ergomètres à rouleaux pourraient être très différents de ceux obtenus sur le terrain puisque les actions du Sujet sur le siège n'ont aucune influence sur la stabilité du FRM. Aussi, la technique de propulsion sur ces appareils de laboratoire pourrait être différente de celle qui est réellement utilisée sur le terrain.

2.3.3. Les résistances à l'avancement

Les moments de résistance au roulement (M_{R1} et M_{R2}) calculés tout au long du déplacement présentaient des variations assez importantes par rapport à leurs valeurs moyennes et évoluaient de manière opposée au cours du cycle de propulsion principalement à cause des mouvements antéropostérieurs du Sujet sur le siège du FRM. Par ailleurs, les moments de roulement appliqués sur les roues arrière étaient presque toujours supérieurs à ceux calculés pour les roulettes avant, en raison de la supériorité de R_{N2} sur R_{N1}. Ces résultats montrent donc que les moments de résistance au roulement ne doivent pas être estimés à partir de la seule répartition du poids du Sujet, préalablement déterminée dans une position fixe, comme l'avaient fait Hofstad et Patterson (1994) [163].

La résultante des forces de résistance à l'avancement (F_{ra}) a été calculée en additionnant les forces de résistance des roues avant et arrière, elles-mêmes obtenues en divisant les moments de roulement par le rayon des roues. Aussi, F_{ra} présentait de fortes variations, de -15 à -20 N, augmentant pendant les phases de poussée et diminuant pendant les phases de roue libre. Ces résultats confirment ceux de N. de Saint Rémy (2005) [96] mais dans des proportions plus faibles puisque celui-ci avait calculé des variations intra-cycle de F_{ra} comprises entre -20 et -60 N. Ces différences peuvent être expliquées par le revêtement du sol, la masse du Sujet, mais aussi par sa technique de propulsion car ses mouvements étaient très limités dans la présente étude. Les valeurs de F_{ra} obtenues ici étaient tout de même supérieures à celles de la plupart des autres études de la littérature (Brubaker *et al.*, 1986 [40] ; van der Woude *et al.*, 1986 [305] ; Coutts, 1991, 1992, 1994 [76, 77, 78] ; Hoffman *et al.*, 2003 [162]) qui ont rapporté des valeurs comprises entre 2,8 N (Coutts, 1991 [76]) et 11 N (van der Woude *et al.*, 1986 [305]). Seuls Vinet *et al.* (1998) [337] et de Saint Rémy (2005) [96] avaient obtenus des valeurs supérieures à celles présentées ici.

Au niveau méthodologique, ces résultats montrent que la résultante des forces de résistance à l'avancement subies par le FRM sur le terrain nécessite de prendre en compte les actions du Sujet sur le FRM. Cette conclusion remet en cause la méthode classiquement utilisée dans les études sur tapis roulant, où F_{ra} est estimée par une valeur constante préalablement déterminée pour une position statique du Sujet, généralement le buste redressé (van der Woude, 1986 [305]). Il en est de même sur les ergomètres à rouleaux puisque le moment de roulement entre les roues arrière et le(s) rouleau(x) est fonction des réactions normales appliquées sur les roues arrière, et dont les valeurs doivent obligatoirement varier avec les mouvements du Sujet sur le FRM.

Par ailleurs, ces résultats remettent en cause la validité de l'ensemble des résultats obtenus sur les simulateurs par rapport à la réalité du déplacement en FRM sur le terrain, car les techniques de propulsion peuvent être très différentes dans les deux cas.

2.4. Paramètres cinétiques

2.4.1. Energie cinétique du FRET-1

L'énergie cinétique du FRET-1 a été calculée tout au long du déplacement à partir, à la fois du modèle mécanique complet et du modèle simplifié du déplacement rectiligne. Dans le premier cas, toutes les vitesses de translation et de rotation des sept éléments du FRET-1 ont été prises en compte, tandis que dans le second, les vitesses de translation du centre de masse du FRET-1 et les vitesses de rotation des quatre roues ont toutes été déduites de la vitesse de translation de O_f dans $\Re$. Cependant, les résultats obtenus par les deux méthodes présentaient de très faibles différences (de l'ordre de 1 %) qui pouvaient être considérées comme négligeables.

Par ailleurs, la décomposition de l'énergie cinétique totale du FRET-1 en composantes de translation et de rotation a montré que l'énergie cinétique de rotation représentait environ 9 % de l'énergie cinétique totale du FRET-1 et qu'elle était essentiellement due aux rotations des quatre roues. En outre, l'énergie cinétique totale du FRET-1 représentait moins de la moitié de l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} et présentait une évolution temporelle différente de cette dernière au cours du cycle de propulsion (voir plus loin, p. 297). Bien qu'aucune étude antérieure n'ait rapporté de valeurs d'énergie cinétique du FRM au cours de la propulsion, il reste néanmoins évident que pour une vitesse de déplacement donnée, l'énergie cinétique du

FRM dépend de ses paramètres inertiels, qui sont supérieurs pour le FRET-1 par rapport à un FRM standard, en raison de son instrumentation. Aussi, pour une même vitesse de déplacement, l'énergie cinétique d'un FRM standard devrait être inférieure à celle calculée ici pour le FRET-1.

Au niveau méthodologique, les résultats discutés ici montrent que, dans le cas d'un déplacement en ligne droite, l'énergie cinétique totale du FRM peut être correctement estimée à partir du modèle simplifié du déplacement strictement rectiligne qui ne nécessite de mesurer que la vitesse translation de O_f dans $\Re$. Par contre, il apparaît important d'estimer l'énergie cinétique de rotation des roues puisqu'elle peut représenter une part non négligeable de l'énergie cinétique totale du FRM. Cette estimation impose de déterminer, par la mesure ou le calcul, les moments d'inertie des roues avant et arrière autour de leurs axes de rotation.

2.4.2. Energie cinétique du Sujet

L'énergie cinétique du Sujet a été dissociée en une composante externe, correspondant à l'énergie cinétique de translation de son centre de masse, et une composante de gesticulation, correspondant aux mouvements de translation et de rotation des segments dans le référentiel barycentrique du Sujet. Pendant presque toute la phase de poussée, l'énergie cinétique du Sujet augmentait fortement puis commençait à diminuer avant même le début de la phase de roue libre, principalement en raison de la diminution de la composante de gesticulation. Pendant la phase de roue libre, l'énergie cinétique du Sujet présentait une forte augmentation qui était entièrement due à la composante de gesticulation. Ainsi, bien que la composante externe ait représenté la plus grande partie de l'énergie cinétique totale du Sujet (entre 81 et 97 %), la

composante de gesticulation avait une importance non négligeable sur les variations de l'énergie cinétique totale du Sujet, et par suite, sur la puissance mécanique développée.

Par conséquent, s'il apparaît que l'énergie cinétique du Sujet pourrait être estimée uniquement à partir de sa composante externe au début de la phase de poussée, ce n'est pas le cas à la fin de cette phase ni pendant la seconde moitié de la phase de roue libre, où la composante de gesticulation représentait une part non négligeable de l'énergie cinétique totale. Cette importance apparaît fondamentale lorsqu'il s'agit de calculer les variations de l'énergie cinétique lors de la phase roue libre.

2.4.3. Energie cinétique du système {Sujet + FRM}

La décomposition de l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} a permis de montrer que l'énergie cinétique du Sujet présentait des valeurs logiquement supérieures à celles du FRET-1 en raison de la différence entre les masses respectives du Sujet et du FRET-1 (64 et 38 kg). Aussi, avec un FRM standard, moins lourd que le FRET-1, et une vitesse de déplacement identique, la contribution relative de l'énergie cinétique du Sujet à l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} serait encore plus importante. Par ailleurs, les évolutions temporelles des énergies cinétiques du FRM et du système {Sujet + FRM} étaient très différentes, signifiant que l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} ne pouvait pas être estimée à partir de la seule variation de la vitesse du FRM, comme l'avait fait Vaslin *et al.* (2000) [327]. Ces résultats signifient également qu'il n'est pas possible de considérer le Sujet comme une masse inerte sur le FRM pour estimer l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM}. En effet, celle-ci diminuait avant même la fin de la phase de poussée et augmentait pendant la phase de roue libre, en conséquence de l'évolution temporelle de l'énergie cinétique de gesticulation du Sujet. L'ensemble de ces résultats indiquent que

l'utilisation d'un système vidéographique s'avère indispensable pour évaluer précisément l'évolution temporelle de l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM}, et par suite sa puissance cinétique.

2.5. Puissance mécanique

2.5.1. Puissance cinétique du système {Sujet + FRM}

L'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} a permis de calculer la puissance cinétique pendant la séquence vidéographique. Au cours du cycle de propulsion, cette puissance présentait de très fortes variations alternant des valeurs positives et négatives, aussi bien pendant la phase de poussée que pendant la phase de roue libre. En moyenne, cette puissance était généralement comprise entre plus et moins 5 W au cours du cycle de propulsion (sauf pour l'essai R_03), mais n'était jamais nulle. Ce résultat signifie que la puissance cinétique du système {Sujet + FRM} n'était pas égale à l'opposé de la somme des puissances des moments de roulement et du poids du système {Sujet + FRM}. Par suite, chacun des cycles étudiés ne pouvait pas être considéré comme représentatif d'un cycle standard de propulsion à vitesse stabilisé. Dans les différentes études de la littérature, la puissance cinétique moyenne du système {Sujet + FRM} est généralement supposée nulle au cours du déplacement étudié, facilitant ainsi l'estimation de la puissance développée par le Sujet. Les résultats obtenus ici montrent que cette hypothèse ne peut pas être appliquée à l'étude de la propulsion sur le terrain.

Sur l'ensemble des onze cycles de propulsion réalisés à allure de confort, la valeur moyenne se rapprochait de zéro, ce qui indique qu'il est nécessaire de mesurer un nombre de cycles conséquent pour que la moyenne des puissances cinétique tende vers

zéro. Ces résultats permettent de conseiller de mesurer au moins quinze cycles de propulsion suivant la méthodologie utilisée dans la présente étude, à raison d'un cycle de propulsion par passage dans le champ des caméras. Un nombre de cycles moins important pourrait toutefois être suffisant dans le cas où plusieurs cycles successifs pourraient être mesurés, en plaçant le FRM sur un tapis roulant, par exemple, ou en suivant le FRM avec un système vidéographique 3D mobile.

2.5.2. Puissance mécanique du poids du système {Sujet + FRM}

Au cours du cycle de propulsion, la puissance du poids du système {Sujet + FRM} était positive pendant les phases de poussée et négative pendant les phases de roue libre. Ces résultats correspondaient à l'abaissement du centre de masse du Sujet pendant la phase de poussée et à son élévation pendant la phase de roue libre. Ils signifient également que pendant la phase de poussée, une partie de la puissance cinétique du système {Sujet + FRM} était due au travail du poids et ne correspondait donc pas à un effort produit par le Sujet ; cette puissance a donc été soustraite dans le calcul de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}. A l'inverse, pendant les phases de roue libre, les efforts du Sujet étaient bien à l'origine des valeurs négatives de la puissance mécanique du poids du système {Sujet + FRM} ; cette puissance a donc été ajoutée dans le calcul de la puissance mécanique interne. Pendant les phases de roue libre, la puissance moyenne du poids du système {Sujet + FRM} était d'environ -10 W pour les déplacements à allure de confort et de -30 W pour les déplacements plus rapides, ce qui n'apparaît pas négligeable. Or, cette puissance a toujours été négligée dans la littérature, lors des déplacements sur le plat, et a été supposée nulle sur les ergomètres à rouleaux et sur les simulateurs de FRM, puisque le FRM était immobile. Seule la composante motrice du poids du système {Sujet + FRM} en fonction de la

pente a été prise en compte dans les études sur tapis roulant (van der Woude *et al.*, 1986 [305]).

Pour l'ensemble des cycles étudiés, la puissance mécanique moyenne du poids du système {Sujet + FRM} n'était pas nulle. Ce résultat explique en grande partie les valeurs, non nulles, obtenues pour la puissance mécanique externe moyenne pendant les cycles de propulsion, et il signifie que la position verticale du centre de masse du Sujet n'était jamais identique entre le début et la fin des cycles étudiés. En conséquence, pour minimiser la puissance moyenne du poids et obtenir un cycle standard représentatif d'une propulsion à vitesse stabilisée, il apparaît nécessaire d'enregistrer et de traiter un nombre conséquent de cycles individuels ou de mesurer plusieurs cycles successifs.

Au niveau méthodologique, ces résultats indiquent que la puissance développée par le Sujet pour élever son centre de masse pendant la phase de roue libre n'est pas négligeable, d'autant moins que la vitesse de propulsion est importante. Il en ressort que les résultats présentés dans la littérature sous-estiment la puissance développée par le Sujet d'autant plus que la masse du Sujet et la vitesse de déplacement de son centre de masse sont élevées.

2.5.3. Puissance mécanique des moments de roulement

Les puissances mécaniques des moments de roulement des roulettes avant et des roues arrière présentaient des valeurs logiquement négatives tout au long du cycle de propulsion. De plus, bien que les moments de roulement des roulettes avant soient inférieurs à ceux des roues arrière, leur puissance était plus de quatre fois supérieure à celle des moments de roulement des roues arrière, en raison de leurs vitesses de rotation élevées. Par conséquent, la puissance totale des moments de roulement était

principalement déterminée par la puissance des moments de roulement des roulettes avant. Ce résultat met en évidence l'importance du choix des caractéristiques mécaniques et géométriques de ces roulettes, dans l'objectif de réduire la puissance de la résistance à l'avancement : il apparaît alors nécessaire de minimiser le paramètre de roulement λ_1 afin de diminuer le moment de roulement, et simultanément de maximiser le rayon des roulettes en vue de diminuer leurs vitesses de rotation.

Par ailleurs, les résultats ont montré que la puissance des moments de roulement n'était pas constante au cours du cycle de propulsion en raison des variations des vitesses de rotation des roues et de l'intensité des moments de roulement pendant le cycle de propulsion. En effet, cette puissance augmentait pendant la phase de poussée et pendant la première moitié de la phase de roue libre, puis diminuait jusqu'à la fin du cycle de propulsion. Les puissances moyennes par cycle étaient d'environ -17 W pour les cycles à allure de confort et de -28 W pour les cycles réalisés à allure plus rapide. Ces résultats sont de l'ordre de deux fois supérieurs à ceux obtenus par van der Woude *et al.* (1988a) [306] pour des vitesses similaires et sur le plat. Cependant, les valeurs des forces de freinage étaient également largement supérieures dans notre étude, principalement en raison de la masse du FRET-1.

Etant donné que les moments de roulement sont dépendants des actions du Sujet sur le siège et sur les mains courantes, ainsi que de la vitesse du FRM, il est logique que la puissance mécanique des forces de freinage dépende également de ces mouvements. Par conséquent, cette puissance ne peut pas être correctement estimée à partir de la vitesse moyenne de déplacement et d'une force de résistance constante, préalablement déterminée selon la méthode préconisée dans les études sur tapis roulant par van der Woude *et al.* [305] ou par Brubaker *et al.*, [40] en 1986 et encore actuellement utilisée

(de Groot *et al.*, 2006 [91]). Cette situation a été simulée à l'aide du modèle mécanique présenté ici afin de comparer la puissance interne aux données de la littérature. Les résultats ont révélé des différences assez faibles (0,2 W en moyenne) pour les déplacements à allure de confort, mais bien plus importantes pour les déplacements à allure rapide (10,7 W en moyenne).

D'un point de vue méthodologique, il apparaît nécessaire de mesurer ou de calculer en continu les vitesses de rotation des roues ainsi que les moments de roulement pour évaluer la puissance mécanique des forces de freinage au cours de la propulsion sur le terrain.

2.5.4. Puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}

La puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} présentait de fortes variations au cours du cycle de propulsion, alternant des valeurs positives et négatives aussi bien pendant les phases de poussée que pendant les phases de roue libre. Elle augmentait pendant les deux premiers tiers de la phase de poussée jusqu'à atteindre sa valeur maximale, puis elle diminuait très fortement dans le dernier tiers de la phase de poussée jusqu'à atteindre sa valeur minimale, suite à la diminution de l'énergie cinétique du système, principalement due à la baisse de l'énergie cinétique de gesticulation du Sujet. Ces fortes valeurs négatives signifient que le système perdait alors de l'énergie. Dans les premiers instants de la phase de roue libre, la puissance mécanique interne présentait des valeurs positives liées à l'augmentation de l'énergie cinétique du FRM, dont la vitesse augmentait suite au début du redressement du Sujet. Dans le second tiers de cette phase, cette puissance était à nouveau positive et atteignait des valeurs importantes, en raison de la gesticulation du Sujet sur le FRM due au retour des membres supérieurs vers l'arrière du FRM. Tout au long de la phase de roue libre,

une part importante de la puissance mécanique interne contribuait à élever le centre de masse du Sujet puisque la puissance du poids était alors négative.

Les valeurs négatives de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} signifient que les actions du Sujet faisaient perdre de l'énergie mécanique au système {Sujet + FRM}. Ainsi, la minimisation de ces pertes au cours du cycle de propulsion pourrait être un critère d'optimisation de la technique de propulsion en FRM. Cet objectif pourrait être atteint, par exemple, en cherchant à minimiser les variations des composantes du torseur cinétique à la fin de la phase de poussée, c'est-à-dire les quantités de mouvement et les moments cinétiques des membres supérieurs, ce qui permettrait de minimiser la perte d'énergie mécanique à cet instant et donc d'optimiser la puissance développée par le Sujet pour se déplacer. De même, en limitant l'augmentation de l'énergie cinétique de gesticulation pendant la phase de roue libre, il devrait être possible d'en limiter la diminution dans les instants suivants. Quoiqu'il en soit, cette recherche d'optimisation de la puissance mécanique interne ne peut pas être réalisée uniquement à partir des évolutions temporelles de la puissance des moments propulsifs et de la puissance des forces de résistance à l'avancement : elle nécessite en effet la réalisation d'une analyse cinématique complète.

Les valeurs moyennes de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} au cours du cycle de propulsion étaient en général assez proches de la valeur absolue de la puissance mécanique moyenne des moments de roulement lors des déplacements à allure de confort. Ce n'était cependant pas le cas lorsque les déplacements étaient plus rapides. Les différences entre les valeurs moyennes de la puissance mécanique interne et de la puissance des moments de roulement s'expliquent par le fait que la puissance cinétique moyenne et celle du poids du système

{Sujet + FRM} n'étaient pas nulles au cours du cycle de propulsion. L'étude d'un nombre important de cycles individuels ou de plusieurs cycles successifs à vitesse stabilisée devrait permettre de se rapprocher de l'égalité entre ces moyennes. Dans ce cas, l'estimation de la puissance des forces de freinage serait suffisante pour estimer la puissance mécanique interne moyenne lors d'un déplacement à allure stabilisée. Cependant, cette méthode ne renseignerait pas sur les puissances maximales que doit développer le Sujet pour accélérer son FRM. En effet, les résultats moyens par phase ont montré que la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} était toujours supérieure à la puissance des forces de freinage pendant la phase de poussée. Il ressort de cette analyse que même si le nombre de cycles étudiés était suffisant et si la puissance des forces de résistance à l'avancement pourrait permettre d'estimer la puissance mécanique interne moyenne, il reste pertinent de déterminer la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} à partir de l'ensemble des puissances cinétique, du poids et des moments de roulement, si l'on souhaite réaliser une analyse énergétique fine de la propulsion en FRM.

2.5.5. Puissance mécanique développée par le Sujet

Pour calculer la puissance développée par le Sujet, il a été fait l'hypothèse que l'énergie mécanique produite par le Sujet pouvait aussi bien contribuer à augmenter ou à diminuer l'énergie mécanique du système {Sujet + FRM}, c'est-à-dire quel que soit le signe de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}. Sur la base de cette hypothèse, la puissance développée par le Sujet a donc été calculée à partir de la valeur absolue de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}. Par conséquent, les puissances moyennes développées par le Sujet au cours du cycle de propulsion et au cours des phases de poussée et de roue libre étaient logiquement supérieures à la

puissance mécanique interne moyenne du système {Sujet + FRM}. Dans la présente étude, la puissance moyenne développée par le Sujet était de l'ordre du double de la puissance mécanique interne moyenne du système {Sujet + FRM} pour l'ensemble du cycle de propulsion. Cependant, cet écart dépend essentiellement du travail mécanique interne négatif au cours du cycle de propulsion qui dépend lui-même des mouvements du Sujet et donc de sa technique de propulsion. Aussi, le ratio entre les valeurs moyennes de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} et de la puissance moyenne développée par le Sujet au cours du cycle de propulsion pourrait être un indicateur pertinent dans l'objectif de caractériser l'efficacité de la propulsion.

2.5.6. Comparaison avec les principales méthodes de la littérature

Les résultats de ce travail ont montré que la puissance mécanique des forces de résistance à l'avancement pourrait permettre d'estimer la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} dans les conditions particulières d'un déplacement de plusieurs cycles à vitesse stabilisée. En outre, cette puissance devrait être calculée à partir de la mesure continue de la vitesse du FRM et de l'intensité de la force de freinage, qui dépendent des mouvements du Sujet sur le FRM. Ces conditions n'étaient pas remplies dans les méthodes décrites par van der Woude *et al.* (1986) [305] et Brubaker *et al.* (1986) [40], et qui sont toujours utilisées de nos jours (de Groot et al., 2006 [91]). Une adaptation de cette méthode, avec un modèle semblable à celui présenté dans ce travail, par exemple, apparaît désormais nécessaire pour estimer la puissance des résistances à l'avancement sur tapis roulant. Cette adaptation nécessiterait cependant une instrumentation plus sophistiquée que celle qui est couramment utilisée dans ces études.

Vanlandewijck *et al.* (1994) [321] avaient calculé les accélérations du FRM pour estimer le travail lié à la variation de l'énergie cinétique du système {Sujet + FRM} à chaque instant de la propulsion. Or, il a été montré ici que la vitesse du FRM n'était pas égale à la vitesse du centre de masse du système {Sujet + FRM} et que l'énergie cinétique de gesticulation du Sujet n'était pas négligeable lorsqu'il s'agissait de déterminer la puissance cinétique. Par ailleurs, la méthode proposée par Vanlandewijck *et al.* Ne prenait pas en compte la puissance du poids du Sujet et ne permettait donc pas d'estimer correctement la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} au cours de la propulsion.

L'estimation de la puissance produite par le Sujet à partir de la puissance mécanique des moments propulsifs pose également problème car elle ne reflète qu'une partie du système {Sujet + FRM}. En effet, elle ne prend pas en compte, par exemple, la puissance des actions du Sujet sur le siège. Inversement, pendant la phase de roue libre, la puissance des moments propulsifs est nulle alors que ce n'est pas le cas de la puissance mécanique interne du système {Sujet+ FRM}. De plus, cette méthode ne prend pas en compte la puissance du poids du système {Sujet + FRM}.

Finalement, aucune des méthodes précédentes ne permet d'estimer convenablement l'énergie mécanique produite par le Sujet au cours de la propulsion. L'utilisation d'un modèle mécanique complet, tel que celui décrit dans ce travail, et nécessitant une instrumentation sophistiquée, apparaît donc indispensable pour estimer la puissance développée par le Sujet au cours de la propulsion en FRM.

Résumé du Chapitre V

Les principaux résultats obtenus dans ce travail sont regroupés dans le tableau 17 afin de les situer dans le contexte des connaissances et hypothèses actuelles de la locomotion en FRM (colonne « Confirmer ») et le cas échéant, de mettre en évidence leur originalité (colonnes « Montrer » et « Infirmer »)

	Les travaux réalisés ont permis de :	Montrer	Confirmer	Infirmer
Cinématique	Vitesse de translation du centre de masse du FRM constante			X
	Double accélération du centre de masse du FRM au cours du cycle de propulsion		X	
	Vitesse minimale du centre de masse du FRM au cours du cycle atteinte pendant la phase de poussée		X	
	Vitesse maximale du centre de masse du FRM au cours du cycle atteinte pendant la phase de roue libre		X	
	Mouvement de lacet du FRM lors d'un déplacement en « ligne droite »	X		
	Pas de mouvement des membres inférieurs avec un sujet valide	X		
	Symétrie des mouvements des membres supérieurs pour un Sujet valide lors d'un déplacement en ligne droite		X	
Dynamique	R_N est égale au poids du système {S+F}			X
	R_{N1} et R_{N2} sont constant			X
	F_{ra} est constante			X
	Facteur de résistance au roulement des roues avant supérieur à celui des roues arrière		X	
	F_{ra} est principalement déterminée par la résistance des roulettes avant	X		
	Les efforts sur le siège freinent le FRM au début de la phase de poussée	X		
	Les efforts sur le siège accélèrent le FRM à la fin de la phase de poussée et au début de la phase de roue libre	X		
	Symétrie des efforts appliqués sur les deux mains courantes			X

Tableau 17 : Récapitulatif des répercutions des résultats obtenus sur l'étude de la locomotion en FRM.

	Les travaux réalisés ont permis de :	Montrer	Confirmer	Infirmer
Cinétique et énergétique	$E_c\{FRM\}$ est principalement déterminée par sa composante de translation	X		
	$E_c\{FRM\}$ ne nécessite pas de prendre en compte le mouvement de lacet du FRM lors d'un déplacement en « ligne droite »	X		
	$E_c\{Sujet\}$ est principalement déterminée par l'énergie cinétique du centre de masse du Sujet	X		
	$E_{cGes}\{Sujet\}$ influence significativement les variations de $E_c\{Sujet\}$	X		
	Puissance cinétique nulle			X
	Puissance du poids nulle lors d'un déplacement horizontal			X
	Puissance des moments de roulement constante			X
	Puissance des résistances à l'avancement principalement déterminée par la puissance des moments de roulement des roulettes avant	X		
	Puissance mécanique interne constante			X

Tableau 17 : Récapitulatif des répercutions des résultats obtenus sur l'étude de la locomotion en FRM.

Par ailleurs, le modèle des forces de résistances à l'avancement et la méthode de détermination des paramètres de résistance au roulement présentés dans cette thèse permettent d'envisager une étude centrée sur la résistance au roulement pour évaluer l'impact du sol ou du type de pneu sur la résistance d'un FRM.

Le modèle de la puissance interne du système {Sujet + FRM} permet quant à lui une évaluation précise des pertes et dépenses énergétiques de la propulsion en FRM. L'analyse de ces pertes et dépenses devrait permettre aux cliniciens et scientifiques d'améliorer l'efficacité de la propulsion en FRM et par conséquent de réduire les contraintes inhérentes à cette locomotion.

CONCLUSION GENERALE

Depuis la généralisation de l'utilisation du FRM pour palier aux déficiences motrices des personnes en situation de handicap dans la seconde moitié du 20ème siècle, les scientifiques ont cherché à évaluer ce mode locomotion, tout d'abord à travers les paramètres physiologiques, puis à travers les différents paramètres mécaniques et biomécaniques mis en jeu. Parmi les paramètres mécaniques, la puissance développée par le Sujet pour se déplacer occupe une place prépondérante car elle permet d'évaluer la difficulté de la propulsion mais aussi de faire le lien entre les paramètres physiologiques et biomécaniques à travers le calcul du rendement mécanique de ce mode de locomotion (van der Woude *et al.*, 1988 [306]). Cependant, les méthodes d'estimation de la puissance mécanique développée par le Sujet qui ont été présentées dans la littérature pour étudier la propulsion sur différents ergomètres de laboratoire n'étaient pas applicables à l'étude de la locomotion en FRM sur le terrain.

Dans l'objectif de répondre à cette problématique, il a tout d'abord été nécessaire de développer un modèle mécanique de la propulsion en FRM sur le terrain, faisant intervenir les paramètres cinématiques et dynamiques du Sujet et du FRM. La partie expérimentale a nécessité une instrumentation lourde et complexe comprenant la mesure simultanée des mouvements du Sujet par un système vidéographique 3D et des paramètres dynamiques et cinématiques du FRM à l'aide d'un fauteuil roulant instrumenté permettant la mesure sur le terrain des efforts appliqués par le Sujet sur le FRM et du torseur cinématique du FRM. Les conditions expérimentales d'un déplacement en ligne droite et sur le plat ont permis de simplifier le modèle mécanique

et d'accéder à certains paramètres dynamiques non mesurés, tels que les forces de réaction du sol, par exemple.

Le modèle cinématique a permis de calculer, dans les conditions de roulement sans glissement, les torseurs cinématiques des sept éléments du FRET-1, uniquement à partir de la mesure de la rotation des roues arrière autour de leurs axes respectifs. Ce modèle a permis de montrer que le FRM présentait un mouvement de lacet pendant le déplacement, malgré la consigne de déplacement rectiligne. Par suite, les fourchettes des roulettes avant présentaient un mouvement d'oscillation latérale qui était la conséquence de la rotation du châssis du FRM.

Le modèle dynamique a permis d'élaborer une méthode simple d'estimation des forces de résistance à l'avancement basée sur les moments de roulement des quatre roues. Une expérimentation préalable à l'étude avec le Sujet a permis de déterminer les paramètres de résistance au roulement des roulettes avant et des roues arrière qui sont caractéristiques de l'interface pneu/sol. Ce modèle ouvre des perspectives intéressantes pour estimer les résistances à l'avancement en fonction de la géométrie du FRM, du type de pneu et de la surface de déplacement. En effet, les paramètres de roulement peuvent être utilisés pour simuler la résistance à l'avancement d'un FRM en faisant varier les rayons des roues et la répartition de la composante normale de la résultante des forces de réaction du sol entre les roulettes avant et les roues arrière. Des expérimentations régulières avec la méthodologie décrite dans ce travail devraient permettre de cataloguer les paramètres de roulement des principales interfaces pneu/sol et en fonction de la pression des pneus, ce qui pourrait aider l'utilisateur dans le choix des caractéristiques de son FRM, en fonction des surfaces sur lesquelles il se déplace le plus fréquemment.

Ce modèle a également permis d'estimer la résultante des forces de résistance à l'avancement au cours du déplacement en fonction des mouvements du Sujet sur le FRM et de mettre en évidence des variations conséquentes de cette force au cours du cycle de propulsion. La prise en compte de ces variations s'est alors révélée relativement importante en termes de puissances, d'autant plus que la vitesse de déplacement du FRM augmentait. Il est alors apparu nécessaire de revoir les méthodes d'estimation des forces de freinage utilisées dans les études en laboratoire et décrites dans la littérature, soit pour des raisons métrologiques (tapis roulant, par exemple), soit en raison de leur validité par rapport à la réalité du déplacement sur le terrain (ergomètres à rouleaux et simulateurs de FRM, par exemple).

Dans le cas d'un déplacement en ligne droite, le calcul de l'énergie cinétique totale du système {Sujet + FRM} a montré qu'il était possible de simplifier à la fois le modèle du FRM, en ne mesurant que la vitesse de translation du point milieu des centres des deux roues arrière, et celui du Sujet, dont les membres inférieurs, le pelvis et l'abdomen pouvaient être considérés comme immobiles dans le FRM. Cependant, bien que ces simplifications puissent faciliter les mesures et le calcul de la puissance cinétique du système {Sujet + FRM}, il ressort que celle-ci ne peut pas être déterminée à partir des seules variations de l'énergie cinétique de translation du FRM, comme cela a été fait dans la littérature. La détermination des torseurs cinématiques du thorax, de la tête et du cou, et des membres supérieurs s'est révélée, quant à elle, indispensable pour évaluer la puissance mécanique externe du système {Sujet + FRM}, particulièrement pendant la phase de roue libre, au cours de laquelle elle était généralement négligée.

Cette étude a montré que la puissance mécanique des forces de freinage pouvait convenir pour estimer la puissance mécanique interne moyenne du système

{Sujet + FRM} dans les conditions idéales d'un déplacement à vitesse stabilisée, lorsque les valeurs moyennes de la puissance cinétique et de la puissance du poids sont théoriquement nulles. Dans ce cas particulier, l'utilisation du seul fauteuil roulant instrumenté (FRET-1) pourrait être suffisante. Cependant, cette méthode théorique ne convient pas pour l'étude de déplacements variés comprenant notamment le cycle de démarrage où il est nécessaire de déterminer la puissance cinétique du système {Sujet + FRM} ainsi que la puissance de son poids. Dans tous les cas, la puissance des forces de freinage ne permet pas de rendre compte de la puissance développée par le Sujet au cours du cycle de propulsion.

L'analyse de l'évolution temporelle de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} a permis de mettre en évidence que les efforts du Sujet pouvaient être successivement moteurs ou résistants, informations indispensables aux scientifiques et aux cliniciens pour identifier les instants où les actions du Sujet font perdre de l'énergie au système {Sujet + FRM}. Une analyse plus fine et centrée sur ces aspects devrait permettre d'optimiser la propulsion des sujets. Le calcul du ratio entre les valeurs moyennes par cycle de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} et de la puissance développée par le Sujet pourrait alors constituer un indicateur de l'efficacité de la propulsion.

La méthode et les résultats présentés dans cette thèse ouvrent de nombreuses perspectives de travail, telles que :

- l'estimation et la simulation des résistances à l'avancement subies par un Sujet se déplaçant en FRM, en fonction des caractéristiques de l'interface pneu/sol ;

- l’évaluation des difficultés rencontrées par les personnes en FRM dans l’environnement physique : rampes d’accès, seuils à franchir, revêtement de sol, etc.
- l’optimisation des techniques de propulsion et leur adaptation aux capacités motrices des personnes en FRM.

A terme, les résultats de ces travaux devraient permettre de contribuer à améliorer la qualité de vie des utilisateurs de FRM, en optimisant la puissance à développer et en minimisant les contraintes mécaniques inhérentes à ce mode de locomotion.

BIBLIOGRAPHIE

A

1 Abdel-Aziz,Y.I., Karara, H.M. (1971). Direct linear transformation from comparator coordinates into object space coordinates in close-range photogrammetry. *Proceedings of the Symposium on Close-Range Photogrammetry*. Falls Church, VA: American Society of Photogrammetry. pp. 1-18.

2 Ackland T.R., Blanksby B.A., Bloomfield J. (1988) Inertials characteristics of adolescent male body segments. *J. Biomech.*, **21**, 4, pp. 319-327.

3 Akwa C.M., Piaskoski R., Welsh E.C, Root L.M. (1952) Adapted wheelchair for above knee amputees; a preliminary report. *Arch. Phys. Med. Rehabil.*, **33**, 3, pp. 156-158.

4 Asato K.T., Cooper R.A., Robertson R.N., Ster J.F. (1993) SMARTWheels: development and testing of a system for measuring manual wheelchair propulsion dynamics. *IEEE Trans. Biomed. Eng.*, **40**, 12, pp. 1320-1324.

5 Asayama K., Nakamura Y., Ogata H., Morita H., Kodama S., Hatada K. (1984) Energy expenditure of paraplegic marathon runners measured during a wheelchair marathon. *J. UOEH.*, **6**, 2, pp. 121-130.

6 Asayama K., Nakamura Y., Ogata H., Hatada K., Okuma H., Deguchi Y. (1985) Physical fitness of paraplegics in full wheelchair marathon racing. *Paraplegia*, **23**, 5, pp. 277-287.

7 Assaoui R., Boucher C., Bourbonnais D., Lacoste M., Dansereau J. (2001a) Effect of Seat Cushion on Dynamic Stability in Sitting During a Reaching Task in Wheelchair Users With Paraplegia. *Arch. Phys. Med. Rehabil.*, **82**, pp. 274-281.

8 Assaoui R., Kauffmann C., Dansereau J., de Guise J.A. (2001b) Analysis of pressure distribution at the body–seat interface in ablebodied and paraplegic subjects using a deformable active contour algorithm. *Med. Eng. Phys.*, **23**, pp. 359-367.

9 Astrand P.O., Saltin B. (1961) . Maximal oxygen uptake and heart rate in various types of muscular activity . *J. Appl. Physiol.*, **16**, pp. 977-981.

10 Atterbury D. (1968) Rooms for wheel-chair students. *Spec. Educ.*, **57**, 2, pp 10.

B

11 Ballinger D., Rintala D., Hart K. (2000) The relation of shoulder pain and range-of-motion problems to functional limitations, disability, and perceived health of men with spinal cord injury : a multifaceted longitudinal study. *Arch. Phys. Med. Rehab.*, **81**, pp. 1575-1581.

12 Barter J.T. (1957) Estimation of the mass of body segments. *Technical report TR-57-260 (AD 118 222)*, Wright Air Development Center, Wright Patterson Air Force base. Ohio.

13 Bascle J.L. (2006) Evaluation de la puissance mécanique externe moyenne d'un cycliste à partir d'un test de terrain en montée : influence de la variation de l'énergie cinétique. *Mémoire de Master "Sport et Motricité"*. Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand II.

14 Bayley, Cochran T.P., Sledge C.B. (1987) The weight-bearing shoulder. The impingement syndrome in paraplegics. *J. Bone Joint Surg. Amer.*, **69**, pp. 676-678.

15 Begon M., Lacouture P. (2005) Modélisation anthropométrique pour analyse mécanique du geste sportif. Partie 1 : modèles, leurs caractéristiques et leur validation. *Science & Motricité*, **54**, 1, pp. 11-33.

16 Bergh U., Kanstrup I.L., Ekblom B. (1976) Maximal oxygen uptake during exercise with various combinations of arm and leg work. *J. Appl. Physiol.*, **41**, pp. 191-196 .

17 Bernard P.L. (1994) Ergonomie du déplacement en fauteuil roulant chez le traumatisé médullaire. *STAPS*, **35**, pp. 77-93.

18 Bernstein N.A., Salzgeber O.A., Pavlenko P.P., Gurvich N.A. (1931) Determination of location of centers of gravity and mass of the links of the living human body (in Russian). *All-Union Institute of Experiental Medicine*, Moscow. *(Cette référence est reproduite de Bjornstrup J., 1996 [20]).*

19 Bingham L. (1955) The use of the wheel chair in the techniques of rehabilitation. *J. Natl. Med. Assoc.*, **47**, 2, pp. 117-119.

20 Bjornstrup J. (1995) Estimation of human body segment parameters – Historical Background. *Technical repport ISSN 0906-6233, LIA 95-20*, Laboratory of Image analysis, Institute of Electronic Systems, Aalborg University, Denmark. This report is also avaible at : http://www.vision.auc.dk/~jorgen/PhD/EHBSP_background/.

21 Bjornstrup J. (1996) Estimation of Human Body Segment Parameters - Statistical Analysis of Results from Prior Investigations. *Technical repport ISSN 0906-6233, LIA 96-7*, Laboratory of Image analysis, Institute of Electronic Systems, Aalborg University, Denmark. This report is also avaible at : http://www.vision.auc.dk/~jorgen/PhD/EHBSP_analysis/.

22 Bokhaut F. (1980) Decubitus ulcers and wheelchair cushions a review of the literature. *Can. J. Occup. Ther.*, **47**, 3, pp. 111-115.

23 Boninger M.L., Cooper R.A., Robertson R.N., Rudy T.E. (1997) Wrist biomechanics during two speeds of wheelchair propulsion: an analysis using a local coordinate system. *Arch. Phys. Med. Rehabil.*, **78**, 4, pp. 364-372.

24 Boninger M.L., Cooper R.A., Shimada S.D., Rudy T.E. (1998) Shoulder and elbow motion during two speeds of wheelchair propulsion: a description using a local coordinate system. *Spinal. Cord.*, **36**, 6, pp. 418-426.

25 Boninger M., Towers J.D., Cooper R.A., Dicianno B.E., Munin M.C. (2001) Shoulder imaging abnormalities in individuals with paraplegia. *J. Rehabil. Res. Dev.*, **38**, 4, pp. 401-408.

26 Boninger, M.L., Souza, A.L., Cooper, R.A., Fitzgerald, S.G., Koontz, A.M. & Fay, B.T. (2002) Propulsion patterns and pushrim biomechanics in manual wheelchair propulsion. *Arch.Phys.Med.Rehabil.*, **83**, 718-723.

27 Boninger M.L., Koontz A.M., Sisto S.A., Dyson-Hudson T.A., Chang M., Price R., Cooper R.A. (2005) Pushrim biomechanics and injury prevention in spinal cord injury: Recommandations based on CULP-SCI investigations. *J. Rehabil. Res. Dev.*, **42**, 3, suppl. 1, pp. 9-20.

28 Bonnefoy A., Pradon D., Chèze L. (2005) Les systèmes d'analyse du mouvement: Techniques et principes, protocoles, sources d'erreurs et solutions. *ITBM-RBM News*, **26**, 6, pp. 24-32

29 Borelli G.A. (1680-1681) De Motu Animalium. Lugduni Batavorum. *(Cette référence est reproduite de Bjornstrup J., 1996 [20]).*

30 Bougenot M.P., Tordi N., Grappe F., Rouillon J.D., Belli A. (1999) Détermination sur le terrain des résistances à l'avancement en fauteuil roulant. *Actes du VIIIème Congrès de l'ACAPS*, Macolin (Suisse).

31 Bradley E., Colman P., Wianko D.C., Wagman J. (1986) A validity study of guidelines for wheelchair selection. *Can. J. Occup. Ther.*, **53**, 1, pp. 19-24. .

32 Brand P.W. (1980) Comments on the article "Development of test methods for evaluation of wheelchair cushions". *Bull. Prosthet. Res.*, **10**, 33, pp. 3-4.

33 Brattgard S.O., Grimby G., Hook O. (1970) Energy expenditure and heart rate in driving a wheel-chair ergometer. *Scand. J. Rehabil. Med.*, **2**, 4, pp. 143-148.

34 Brauer R.L. (1972) An ergonomic analysis of wheelchairs. *Unpublished doctoral dissertation*, University of Illinois, Urbana-Champaign.

35 Braune W., Fischer O. (1889) The center of gravity of the human body as related to the equipment of the german infantryman (in German) *Treat. Of the Math.-Phys. Class of the Royal Acad. Of Sc.* Of Saxony. (ATI 138 452.

Avaible from Defense Documentation Center), 26. *(Cette référence est reproduite de Drillis et Contini, 1966 [110]).*

36 Brouha L., Krobath H. (1967) Continuous recording of cardiac and respiratory functions in normal and handicapped persons. *Human Factors*, **9**, pp. 567-572.

37 Brown D.D., Knowlton R.G., Hamill J., Schneider T.L., Hetzler R.K. (1990). Physiological and biomechanical differences between wheelchair-dependent and able-bodied subjects during wheelchair ergometry. *Eur. J. Appl. Physiol. Occup. Physiol.*, **60**, 3, pp. 179-182.

38 Brubaker C.E., McLaurin C.A. (1981) Air drag. In : Wheelchair mobility 1976-1981. Charlottesville, VA : University of Virginia Rehabilitation Engineering Center. pp. 42-43.

39 Brubaker C.E. (1986) Wheelchair prescription: an analysis of factors that affect mobility and performance. *J. Rehabil. Res. Dev.*, **23**, 4, pp. 19-26.

40 Brubaker C.E., McLaurin C.A., McClay I.S. (1986) Effects of side slope on wheelchair performance. *J. Rehabil. Res. Dev.*, **23**, pp. 55-58.

41 Burn S.P., Betz K.L. (1999) Seating pressures with conventional and dynamic wheelchair cushions intetraplegia. *Arch. Phys. Med. Rehabil.*, **80**, pp. 566-571.

C

42 Cabanès D. (1900) Petits problèmes de médecine historique, le fauteuil roulant de Couthon. *La Chronique Médicale,* **7**, 609-613.

43 Cabelguen J.C. (2008) Développement d'outils pour l'analyse et la quantification des interactions utilisateur-fauteuil-environnement lors de déplacements en fauteuil roulant manuel. *Thèse de Doctorat d'Université,* ENSAM, CER de Paris, France.

44 Capozzo A., Berme N. (1990) Subject specific segment inertial parameter determination – a survey of current methods. In Biomechanics of Human Movement, Application in Rehabilitation, Sports and Ergonomics (Edited by Berme N. and Capozzo A.), pp. 179-185. Bertec, Washington OH.

45 Chandler R.F., Clauser C.E., McConville J.T., Reynolds H.M., Young J.W. (1975) Investigation of inertial properties of the human body. *Technical report DOT HS-801 430*, Aerospace Medical Research Laboratory, Wright-Patterson Air Force Base, OH, March 1975. *(Cette référence est reproduite de Bjornstrup J., 1996 [20]).*

46 Charbonnier P. (1999) Histoire de l'Auvergne : des origines à nos jours – Haute et Basse Auvergne, Bourbonnais et Velay. Clermont-Ferrand : Ed De Borée, 540p.

47 Charles G.P. (1978) Wheelchair access. *Med. J.*, **1**, 1, pp. 38.

48 Cheng C.K., Chen H.H., Chen C.S., Lee C.L., Chen C.Y. (2000) Segment inertial properties of Chinese adults determined from magnetic resonance imaging. *Clin. Biomech.*, **15**, 8, pp. 559-566.

49 Chow J.W., Millikan T.A., Carlton L.G., Chae W., Morse M.I. (2000) Effect of resistance load on biomechanical characteristics of racing wheelchair propulsion over a roller system. *J. Biomech*., **33**, 5, pp. 601-608.

50 Cicenia E.F. (1956) A wheel chair specification form. *Phys. Ther. Rev*., **36**, 7, pp. 478-479.

51 Claremont A.D., Maksud M.G. (1985) A model treadmill adaptation for wheelchair ergometry. *Can. J. Appl. Sport Sci*., **10**, 4, pp. 178-181.

52 Clauser C., McConville J., Young J. (1969) Weight, volume, and center of mass of segments of the human body. *Technical report AMRL-TR-69-70*, Aerospace Medical Research Laboratory, Wright-Patterson Air Force Base, Dayton, Ohio. *(Cette référence est reproduite de Bjornstrup J., 1996 [20])*

53 Cochran G.V., Palmieri V. (1980) Development of test methods for evaluation of wheelchair cushions. *Bull. Prosthet. Res*., **10**, 33, pp. 9-30.

54 Coe P.L Jr (1979) Aerodynamic characteristics of wheelchairs. Hampton, VA: Langley Research Center: NASA Technical Memorandum 80191.

55 Comarr A.E., Schwenk T.S. (1962) A device to help the tetraplegic patient help himself in and out of a wheel chair. *Arch. Phys. Med. Rehabil*., **43**, pp. 576-577.

56 Conn G. (1975) Basketball fireworks ... wheelchair style. *Am. Rehabil*., **1**, 3, pp. 16-17.

57 Cooper .A., vanSickle D.P., Robertson R.N., Boninger M.L., Ensminger G.J. (1995) A method for analyzing center of pressure during manual wheelchair propulsion. *IEEE Trans. Rehabil. Eng*., **3**, 4, pp. 289-298.

58 Cooper R.A., Robertson R.N., VanSickle D.P., Boninger M.L., Shimada S.D. (1996) Projection of the point of force application onto a palmar plane of the hand during wheelchair propulsion., *IEEE Trans. Rehabil. Res. Dev*., **34**, pp. 133-142.

59 Cooper R.A., Robertson R.N., VanSickle D.P., Boninger M.L., Shimada S.D. (1997b) Methods for determining three-dimensional wheelchair pushrim forces and moments: a technical note. *J. Rehabil. Res. Dev*., **34**, 2, pp. 162-170.

60 Cooper R.A., Boninger M.L., Shimada S.D., Lawrence B.M. (1999b) Glenohumeral joint kinematics and kinetics for three coordinate system representations during wheelchair propulsion. *Am. J. Phys. Med. Rehabil*., **78**, 5, pp. 435-446.

61 Cooper R.A., diGiovine C.P., Boninger M.L., Shimada S.D., Koontz A.M. Baldwin M.A. (2002) Filter frequency selection for manual wheelchair biomechanics. *J. Rehab. Res. Dev*., **39**, 3, pp. 323-336.

62 Cooper R.A., Boninger M.L., Cooper R., Robertson R.N., Baldini F.D. (2003) Wheelchair racing efficiency. *Disabil. Rehabil*., **25**, pp. 207-212.

63 Cooper R.A. (1989a) Analysis of wheelchair track performances. *Med. Sci. Sports Exerc*., **21**, 2, pp. 235-236.

64 Cooper R.A. (1989b) Racing wheelchair rear wheel alignment. *J. Rehabil. Res. Dev*., **26**, 1, pp. 47-50.

65 Cooper R.A. (1989d) Racing wheelchair crown compensation. *J. Rehabil. Res. Dev*., **26**, 1, pp. 25-32.

66 Cooper R.A. (1989e) Simulating wheelchair racing. In: *Prooceedings of the 12th Annual RESNA Conference*, June 1989, New Orleans: LA; Washington, DC: RESNA Press, pp. 450-541.

67 Cooper R.A. (1990a) An exploratory study of racing wheelchair propulsion dynamics. *Adapt. Phys. Act. Q*., **7**, pp. 74-85.

68 Cooper R.A. (1990b) A systems approach to the modelling of racing wheelchair propulsion., *J. Rehabil. Res. Dev*., **27**, 2, pp. 151-62.

69 Cooper R.A. (1990c) A force/energy optimization model for wheelchair athletics. *IEEE Trans. Sys. Man. Cyber*., **20**, 2, pp. 444-449.

70 Cooper R.A. (1991) System identification of human performance models. *IEEE Trans. Sys. Man. Cyber.*, **21**, suppl. 2, pp. 37-48.

71 Couétard Y. (1993) Capteur de forces à deux voies et application notamment à la mesure d'un torseur de forces. *INPI, Brevet N° 96 08370* (France)

72 Couétard Y. (2000) Caractérisation et étalonnage de dynamomètres à six composantes pour torseur associé à un système de forces. *Thèse de Doctorat d'Université,* Université Bordeaux I.

73 Coutts K.D., Schutz R.W. (1988) Analysis of wheelchair track performances. *Med. Sci. Sports Exerc.*, **20**, 2, pp. 188-194.

74 Coutts K.D., Stogryn J.L. (1987) Aerobic and anaerobic power of Canadian wheelchair track athletes. *Med. Sci. Sports Exerc*., **19**, 1, pp. 62-65.

75 Coutts K.D. (1990) Kinematics of sport wheelchair propulsion. *J. Rehabil. Res. Dev*., **27**, 1, pp. 21-26.

76 Coutts K.D. (1991) Dynamic characteristics of a sport wheelchair. *J. Rehabil. Res. Dev.*, **28**, 3, pp. 45-50.

77 Coutts K.D. (1992) Dynamics of wheelchair basketball. *Med. Sci. Sports Exerc.*, **24**, 2, pp. 231-234.

78 Coutts K.D. (1994) Drag and sprint performance of wheelchair basketball players. *J. Rehabil. Res. Dev.*, **31**, 2, pp. 138-143.

79 Curtis K.A., Drysdale G.A., Lanza R.D., Kolber M., Vitolo R.S., West R. (1999) Shoulder pain in wheelchair users with tetraplegia and paraplegia. *Arch. Phys. Med. Rehabil.*, **80**, 4, pp. 453-457.

D

80 Dabonneville M., Poumarat G., Bernard M., Moulin J. (1983) Etude des paramètres mécaniques du déplacement en fauteuil roulant. *Congrès activités physiques, sport et biomécanique*. Carcan-Maubuisson, pp. 60.

81 Dabonneville M., Vaslin P., Couétard Y., Cid M. (1998) Validation d'un capteur des efforts appliqués sur la main courante d'un fauteuil roulant., *Xèmes Journées Francophones des Activités Physiques Adaptées* (Montpellier, France), 4-6 mai.

82 Dabonneville M., Vaslin P. (2000) Wireless network applied to a self-contained wheelchair ergometer for real life measurement. *XXème congrés de la Société Française de Médecine du Sport*, 6-8 déc., Palais de l'U.N.E.S.C.O., Paris (France).

83 Daboneville M., Guinaud C., Kauffmann P., Laurençot P., Mesnard E., Meignan F., de Saint Rémy N., Toussaint J., Vaslin P. (2001) Un exemple de pluridisciplinarité en E.E.A. : Réalisation d'un fauteuil roulant ergomètre autonome. *Actes du Colloque sur l'Enseignement des Technologies et des Sciences de l'Information et des Systèmes (CETSIS)*, 29-30 Oct., Clermont-Ferrand (France). pp. 117-120.

84 Dabonneville M., Vaslin P., Kaufmann P., de Saint Rémy N., Couétard Y., Cid M. (2004) A self-contained wireless wheelchair ergometer design for biomechanical measures in real life condition. *IIIth Congress Restoration of (wheeled) mobility in spinal cord injury rehabilitation: state of the art III*, 19-21 April, Vrije Universiteit, Amsterdam (The Netherlands).

85 Dabonneville M., Kauffmann P., Vaslin P., de Saint Rémy N., Couétar Y., Cid M. (2005) A self-contained wireless wheelchair ergometer for biomechanical measures in real life conditions. *Tech. Disabl.*, **17**, pp. 63-76.

86 Dannen H., van de Walter J. (1998) Whole body scanners. *Displays*, **19**, pp. 111-120.

87 Das B., Kozey J.W. (1999) Structural anthropometric measurements for wheelchair mobile adults. *Appl. Erg.*, **30**, pp. 385-390.

88 De Groot S., Veeger D.H., Hollander A.P., van der Woude L.H. (2002) Wheelchair propulsion technique and mechanical efficiency after 3 wk of practice. *Med. Sci. Sports Exerc.*, **34**, 5, pp. 756-766.

89 De Groot S., Veeger H.E.J., Hollander A.P., van der Woude L.H.V. (2003) Short-term adaptations in coordination during the initial phase of learning manual wheelchair propulsion. *J. Electromyogr. Kinesiol.*, **13**, pp. 217–228.

90 de Groot S., Veeger H.E., Hollander A.P., van der Woude L.H. (2004) Effect of wheelchair stroke pattern on mechanical efficiency. *Am. J. Phys. Med. Rehabil.*, **83**, 8, pp. 640-649.

91 de Groot S., Zuidgeest M., van der Woude L.H.V. (2006) Standardization of measuring power output during wheelchair propulsion on a treadmill: Pitfalls in a multi-center study. *Med.Eng. & Phys.*, **28**, 6, pp. 604-612.

92 De Leva P. (1996) Adjustments to Zatsiosky-Seluyanov's segment inertia parameters. *J. Biomech.*, **29**, pp. 1223-1230.

93 de Saint Rémy N., Vaslin P., Dabonneville M., Martel L., Gavand A. (2003) Dynamique de la locomotion en fauteuil roulant manuel : influences de la masse totale et de sa répartition antéropostérieure sur la résultante des forces de freinage. *Science & Sports*, **18**, 3, pp. 141-149

94 de Saint Rémy N., Vaslin P., Dabonneville M., Cid M. (2005a) Influence de la fréquence d'acquisition et de la vitesse de déplacement sur la trajectoire simulée d'un fauteuil roulant manuel. *Proc. Journée Thematique de la société de biomécanique : "Biomécanique du mouvement et Handicap Moteur"*. 11 mai 2005, Lyon, France

95 de Saint Rémy N., Vaslin P., Dabonneville M., Kauffmann P., Cid M. (2005b) A method for computing the actual trajectory followed by a manual wheelchair during real life propulsion., *Comp. Meth. Biomech. Biomed Eng.*, **8**, Supp 1, pp. 59-60.

96 de Saint Rémy N. (2005) Modélisation et détermination des paramètres biomécaniques de la locomotion en fauteuil roulant manuel. *Thèse de Doctorat d'Université*, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand II, France.

97 De Saint Rémy N., Vaslin P., Dabonneville M., Cid M. (2007) Computing wheelchair drag force from the system's total weight value and distribution. *Comp. Meth. Biomech. Biomed. Eng.*, **10**, Supp. 1, pp. 103-104.

98 Deaver G.G. (1949) Wheel chairs. *Phys. Ther. Rev.*, **29**, 11, pp. 505-507.

99 Dempster W.T. (1955) Space requirements of seated operator. *Technical Report USAF, WADC TR-55-159*, Wright Air Development Center, Wright-Patterson Air Force Base, Dayton, Ohio.

100 Denavit. J., Hartenberg R. S. (1955) A kinematic notation for lower-pair mechanisms based on matrices. *Trans AMSE J. Appl. Mech.* **23**, pp. 215-221.

101 Devillard X. (1999) A wheelchair ergometer for physiological and biomechanical measurement. In: Droin, Lepie, Simard (eds) Active Living…differently. *Proc. 11th Int. Symp. Adapt. Phys. Act. ISAPA*, Quebec, Canada, pp. 357-365.

102 Devillard X., Calmels P., Sauvignet B., Belli A., Denis C., Simard C., Gautheron V. (2001) Validation of a new ergometer adapted to all types of manual wheelchair. *Eur. J. Appl. Physiol.*, **85**, 5, pp. 479-485.

103 Deyoe F.S., Andersen V.W. (1970) Wheelchair-car transfers for quadriplegics. *Am Correct Ther J.*, **24**, 5, pp. 130-132.

104 Dezwarte H.L., McElwee H.D. (1964) Assistive device for transferring from wheel chair to automobile. *Phys Ther*., **44**, pp. 28-29.

105 Dickens D. (1952) Wheel-chair stop. *Am J Occup Ther*., **6**, 3, pp. 124.

106 diGiovine C.P., Cooper R.A., diGiovine M.M., Boninger M.L., Robertson R.N. (2000) Frequency analysis of kinematics of racing wheelchair propulsion. *IEEE Trans. Rehab. Eng.*, **8**, 3, pp. 385-393.

107 diGiovine C.P., Cooper R.A., Boninger M.L. (2001) Dynamic calibration of a wheelchair dynamometer. *J. Rehabil. Res. Dev*., **38**, 1, pp. 41-55.

108 Doriot N., Chèze L. (2004) A 3D kinematic and dynamic study of the lower limb during the stand phase of gait using an Homogeneous Matrix Approach. *IEEE trans Bio Eng.*, **51**, 1, pp. 21-27.

109 Dreisinger T.E., Londeree B.R. (1982) Wheelchair exercise: a review. *Paraplegia*, **20**, 1, pp. 20-34.

110 Drillis R., Contini R. (1966) Body segment parameters. *Technical report 1166-03*, New York University, School of Engineering and Science, research Division, New York under contract with Office of Vocational Rehabilitation, Department of Health, Education and Welfare, September 1966. *(Cette référence est reproduite de Bjornstrup J., 1996 [20])*

111 Dubois J., Junqua A., Lacouture P. (1994) Mécanique humaine : éléments d'une analyse des gestes sportifs en deux dimensions. Activités Physiques et Sports, éditions Revue E.P.S., Paris, 222p.

112 Dumas R., Chèze L., Verriest J.P. (2007a) Adjustments to McConville *et al.* and Young *et al.* body segments inertial parameters. *J. Biomech*., **40**, 3, pp. 543-553.

113 Dumas R., Chèze L., Verriest J.P. (2007b) Corrigendum to “Adjustments to McConville et al. and Young et al. body segment inertial parameters” [J. Biomech. 40 (2007) 543–553]. *J. Biomech*, **40**, 7, pp. 1651-1652.

114 Dumas R. (2007c) Complements to « Adjustments to McConville et al. and Young et al. body segment inertial parameters » [J. Biomech., 40 (2007) 543-533]. Not published.

115 Duncan D.D., McDermott M. Jr., Peizer E. (1978) Automotive wheelchair lifts: development of standard criteria for their evaluation. *Arch Phys Med Rehabil*., **59**, 9, pp. 437-440.

116 Durkin J.L., Dowling J.J., Andrews D.M. (2002) The measurement of body segment inertial parameters using dual energy X-ray absoptiometry. *J. Biomech*., **35**, pp. 1575-1580.

117 Dutton N., Davis K., Lupo S., Wepman S. (1979) "Wheelie aide". *Phys Ther*., **59**, 1, pp. 35-36.

E

118 Erdmann W.S. (1991) Inertia of the male trunk analysed with the help of computerized tomography. *Proceedings of the XIIIth Congress of the international Society of Biomechanics*, Melbourne, pp. 475-476.

119 Erdmann W.S. (1997) Geometric and inertial data of the trunk in adult males. *J. Biomech.*, **30**, pp. 679-688.

120 Ewing M.B. (1968a) Modifications of wheelchair footrest and armrest to improve function and convenience. *Arch. Phys. Med. Rehabil*., **49**, 8, pp. 480-481.

121 Ewing M.B. (1968b) Method for loading wheel chair into automobile. *Phys Ther*., **48**, 4, pp. 354-355.

F

122 Fahland B. (1969) Select the wheel chair that fits the patient. *Mod Nurs Home*, **23**, 3, pp. 74-77.

123 Faupin A., Gorce P., Campillo P., Thevenon A., Rémy-Néris O. (2006) Kinematic analysis of handbike propulsion in various gear ratios: Implications for joint pain. *Clin. Biomech.*, **21**, pp. 560-566.

124 Faupin A., Gorce P., Meyer C., Thevenon A. (2008) Effects of backrest positioning and gear ratio on nondisabled subjects' handcycling sprinting performance and kinematics. *J. Rehabil. Res. Dev.*, **45**, 1, pp. 109-116.

125 Ferrara M.S., Davis R.W. (1990) Injuries to elite wheelchair athletes. *Paraplegia*, **28**, 5, pp. 335-341.

126 Feuer S.G. (1959) New apparatus: a therapeutic wheelchair for above-knee amputees. *Arch Phys Med Rehabil*., **40**, 3, pp. 118-119.

127 Finley M.A., Rasch E.K., Keyser R.E., Rodgers M.M. (2004) The biomechanics of wheelchair propulsion in individuals with and without upper-limb impairment. *J. Rehabil. Res. Dev.*, **41**, 3B, pp. 385-395.

128 Fisher S.V., Kosiak M. (1979a) Pressure distribution and skin temperature effect of the ROHO wheelchair balloon cushion. *Arch Phys Med Rehabil*., **60**, 2, pp. 70-71.

129 Fisher S.V., Szymke T.E., Apte S.Y., Kosiak M. (1978) Wheelchair cushion effect on skin temperature. *Arch Phys Med Rehabil*., **59**, 2, pp. 68-72.

130 Floyd W. (1964) Ergonomic principles in the use of wheelchairs. *Paraplegia*, **2**, pp. 36-37.

131 Floyd W.F., Guttmann L., Noble C.W., Parkes K.R., Ward J. (1966) A study of the space requirements of wheelchair users. *Paraplegia*, **4**, 1, pp. 24-37.

132 Frank T.G., Abel E.W. (1988) A technique for the accurate measurement of low value of rolling resistance. *Proc. Inst. Mech. Engrs*., **202**, pp. 251-255.

133 Frank T.G., Abel E.W. (1989) Measurement of the turning, rolling and obstacle resistance of wheelchair castor wheels. *J. Biomed. Eng*., **11**, pp. 462-466.

G

134 Garber S.L., Dyerly L.R. (1991) Wheelchair cushions for persons with spinal cord injury: an update. *Am. J. Occup. Ther*., **45**, 6, pp. 550-554.

135 Garber S.L., Krouskop T.A., Carter R.E. (1978) A system for clinically evaluating wheelchair pressure-relief cushions. *Am J Occup Ther*., **32**, 9, pp. 565-570.

136 Garber S.L. (1979) A classification of wheelchair seating. *Am J Occup Ther*., **33**, 10, pp. 652-654.

137 Garber S.L. (1985) Wheelchair cushions: a historical review. *Am. J. Occup. Ther*., **39**, 7, pp. 453-459.

138 Gehlsen G.M., Bahamonde R. (1992) Shoulder joint forces in wheelchair propulsion. In: *Proceedings of the North America Congress on Biomechanics (NACOB) II*, Chicago, IL, pp. 459-460.

139 Gehlsen G.M., Bahamonde R. (1993) Shoulder joint forces in wheelchair propulsion. *J. Biomech*., **26**, 3, pp. 347

140 Gellman H., Sie I.H., Waters R.L. (1988a) Late complications of the weight-bearing upper extremity in the paraplegic patient. *Clinic. Ortho.*, **233**, pp. 132-135.

141 Gellman H., Chandler D.R., Petrasek J., Sie I.H., Adkins R.H., Waters R.L. (1988b), Carpal tunnel syndrome in paraplegic patients. *J. Bone Joint Surg.*, **70a**, 4, pp. 517-519.

142 Geyer M.J., Brienza D.M., Bertocci G.E., Crane B., Hobson D., Karg P., Schmeler M., Trefler E. (2003) Wheelchair seating: a state of the science report. *Assist. Technol.*, **15** , 2, pp. 120-128.

143 Gilsdorf P., Patterson R., Fisher S., Appel N. (1990) Sitting forces and wheelchair mechanics. *J Rehabil Res Dev.*, **27**, 3, pp. 239-246.

144 Goldberg M.J., Davis L.J. (1967) Method of lifting wheelchair into two-door sedan by paraplegic patient. *Arch Phys Med Rehabil.*, **48**, 11, pp. 615.

145 Goosey V.L., Campbell I.G., Fowler N.E. (1998) The relationship between three-dimensional wheelchair propulsion techniques and pushing economy. *J. Appl. Physiol.*, **90**, pp. 154-158.

146 Goosey-Tolfrey V.L., Fowler N.E., Campbell I.G., Iwnicki S.D. (2001) A kinetic analysis of trained wheelchair racers during two speed of propulsion. *Med. Eng Phys.*, **23**, pp. 259-266.

147 Grogono B.J. (1972) "Wheelchair sports": a great chance for the handicapped. *N S Med Bull.*, **51**, 3, pp. 59-65.

148 Guo L.Y., Su F.C., Wu H.W., An K.N. (2003a) Mechanical energy and power flow of the upper extremity in manual wheelchair propulsion. *Clin. Biomech.*, **18**, 2, pp. 106-114.

149 Guo L.Y., Zhao K.D., Su F.C., An K.N. (2003b) Moment generation in wheelchair propulsion. *Proceedings of Instn. Mech. Engrs*, **217**, part H, pp. 405-413.

150 Guo L.Y., Zhao K.D., Su F.C., An K.N. (2006a) Modeling the effect of seat height and fore-aft position on wheelchair propulsion. *J Biomech*, **39**, Suppl 1, pp. S493-S494

151 Guo L.Y., Su F.C., An K.N. (2006b) Effect of handrim diameter on manual wheelchair propulsion: mechanical energy and power flow analysis., *Clin. Biomech.*, **21**, 2, pp. 107-115.

H

152 Haghpanahi M., Durali M., Akbari F. (1992) Effect of wheelchair propulsion on shoulder joint using a 3-D model. *J. Biomech.*, **25**, 7, pp. 778.

153 Hanavan P. (1964) A mathematical model of human body. *Technical Report TR-64-102*, Aerospace Medical Research Laboratory, Wright-Patterson Air Force Base, Dayton, Ohio.

154 Hambli M., Riquet A., Lacouture P. (1999) Caractérisation d'un exercice sur ergocycle par le calcul du travail des forces interne. *8ème congrès de l'Association des Chercheurs en Activités Physiques et Sportives*. Macolin 1999.

155 Harless E. (1860a) The static moments of human limbs (in German). *Treatises of the Math.-Phys. Class of the Royal Acad. of Sc. of Bavaria*, **8**, pp. 69-96. *(Cette référence est reproduite de Bjornstrup J., 1996 [20]).*

156 Harless E. (1860b) The static moments of the component masses of human body (in German).). *Treatises of the Math.-Phys. Class of the Royal Acad. of Sc. of Bavaria*, **8**, pp. 257-294. Unpublished English Translation, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio. *(Cette référence est reproduite de Bjornstrup J., 1996 [20]).*

157 Hatze H. (1979) A model for the computational determination of parameter values of anthropometric segments. *Technical Report TWISK*. Pretoria: National Research Institute for Mathematical Sciences. *(Cette référence est reproduite de Bjornstrup J., 1996 [20]).*

158 Hatze H. (1980) A mathematical model for the computational determination of parameter values of anthropometric segments. *J. Biomech*., **13**, pp. 833-843.

159 Henry, DeMoor (1950) Metabolic Efficiency of Exercise in Relation to Work Load at Constant Speed. *J Appl Physiol*., **2**, pp. 481-487.

160 Hildebrandt G., Voight E.D., Bahn D., Berendes B., Kroger J. (1970) Energy costs of propelling wheelchair at various speeds: cardiac response and effect on steering accuracy. *Arch Phys Med Rehabil*., **51**, 3, pp. 131-136.

161 Hoberman M., Cicenia E.F., Offner E. (1953) Wheelchairs and wheelchair management. *Am J Phys Med*., **32**, 2, pp. 67-84.

162 Hoffman M.D., Millet G.Y., Hoch A.Z., Candau R.B. (2003) Assessment of wheelchair drag resistance using a coasting deceleration technique. *Am J Phys Med Rehabil.*, **82**, 11, pp. 880-889.

163 Hofstad M., Patterson P.E. (1994) Modelling the propulsion characteristics of a standard wheelchair. *J. Rehabil. Res. Dev*., **31**, 2, pp. 129-137.

164 Hui X., Xiuyuan Z., Xuanliang D., Donghong H., Qin L., Long L., Jingmin L., Wei L. (1999) A research of the body center of mass of Chinese adults. *Int. J. Ind. Erg*., **23**, pp. 129-133.

I

J

165 Jensen R. (1978) Estim ation of the biomechanical properties of three body types using a photogrammatric method. *J. Biomech*., **11**, pp. 349-358. *(Cette référence est reproduite de Bjornstrup J., 1996 [20])*

166 Jensen R.K. (1986) Body segment mass, radius and radius of gyration proportions of children. *J. Biomech*., **19**, 5, pp. 359-368.

167 Janssen T.W.J., van Oers C.A.J.M., Hollander A.P., van der Woude L.H.V., Rozendal R.H. (1993) Isometric strength, sprint power, and aerobic power in individuals with a spinal cord injury . *Med. Sci. Sports Exerc*., **25**, pp. 863-870.

168 Jarvis S., Rolfe H. (1982) The use of an inertial dynamometer to explore the design of children's wheelchairs. *Scand. J. Rehabil. Med*., **14**, pp. 167-176.

169 Jebsen R.H. (1968) Essentials of wheelchair prescription. *Northwest Med*., **67**, 8, pp. 755-758.

170 Jarosz E. (1996) Determination of workspace of wheelchair users. *Int. J. Indust. Ergonom.*, **17**, pp. 123-133.

171 Journal Officiel des Communauté Européennes (1997) Résolution du conseil et des représentants des gouvernements des états members, réunis au sein du conseil du 20 décembre 1996 concernant l'égalité des chances pour les personnes handicapées. Journal Officiel des Communauté Européennes, n° C 12.

172 Journal Officiel des Communauté Européennes (2000) Directive 2000/78/CE du conseil du 27 novembre 2000 portant création d'un cadre général en faveur de l'égalité de traitement en matière d'emploi et de travail. Journal Officiel des Communautés Européennes, n° L 303.

173 Journal Officiel de la République Française (1975) Loi n° 75-534 du 30 juin 1975. Loi d'orientation en faveur des personnes handicapées. Journal Officiel de la République Française.

174 Journal Officiel de la République Française (1987) Loi n°87-517 du 10 juillet 1987 en faveur de l'emploi des travailleurs handicapés. Journal Officiel de la République Française.

175 Journal Officiel de la République Française (1990) Loi n°90-602 du 12 juillet 1990 relative à la protection des personnes contre les discriminations en raison de leur état de santé ou de leur handicap.

176 Journal Officiel de la République Française (1999) Décret n° 99-756 du 31 août 1999 relatif aux prescriptions techniques concernant l'accessibilité aux personnes handicapées de la voirie publique ou privée ouverte à la circulation publique pris pour l'application de l'article 2 de la loi n°91-663 du 13 juillet 1991. Journal Officiel, n°205, pp. 13271.

177 Journal Officiel de la République Française (2001) Loi n° 2001-1066 du 16 novembre 2001 relative à la lutte contre les discriminations. Journal Officiel, n° 267, pp. 18311.

K

178 Kamenetz H.L. (1969) A brief history of the wheelchair. *J. Hist. Med. Allied Sci*., **24**, pp. 205-210.

179 Kamenetz H.L. (1972) Selecting a wheelchair. *Am J Nurs*., **72**, 1, pp. 100-101.

180 Kauffmann P., Vaslin P., Dabonneville M. (2006)n Estimation du point d'application des efforts exercés sur la main courante d'un fauteuil roulant manuel. *Proceedings Handicap 2006*, 9-11 juin, Paris.

181 Kernozek T.W., Lewin J.E. (1998) Seat interface pressure of individuals with paraplegia: influence of dynamic wheelchair locomotion compared with static seated measurements. *Arch. Phys. Med. Rehabil*., **79**, pp. 313-316.

182 Kerk J.K., Clifford P.S., Snyder A.C.,Prieto T.E., O'Hagan K.P., Schot P.K., Myklebust J.B., Myklebust B.M. (1995) Effect of an abdominal binder during wheelchair exercise. *Med. Sci. Sports Exerc*., **27**, pp. 913-919.

183 Kilkens O.J., Post M.W., van der Woude L.H., Dallmeijer A.J., van den Heuvel W.J. (2002) The wheelchair circuit: reliability of a test to assess mobility in persons with spinal cord injuries. *Arch. Phys. Med. Rehabil*., **83**, 12, pp. 1783-1788.

184 Kingma I., Toussaint H.M., De Looze M.P., Van Dieen J. (1996) Segment inertial parameter evaluation in two anthropometric models by application of a dynamic linked segment model. *J. Biomech*., **29**, 5, pp. 693-704.

185 Kotajarvi B.R., Basford J.R., An K.N. (2002) Upper-extremity torque production in men with paraplegia who use wheelchairs. *Arch. Phys. Med. Rehabil*., **83**, 4, pp. 441-446.

186 Kotajarvi B.R., Sabick M., Basford J., An K.N., Zhao K., Kaufman K. (2003) Poster 147: The effect of wheelchair seat position on peak shoulder joint moments during propulsion up an incline. *Arch. Phys. Med. Rehabil.*, **84**, 9, pp. E30.

187 Kotajarvi B.R., Sabick M.B., An K.N., Zhao K.D., Kaufman K.R., Basford J.R. (2004) The effect of seat position on wheelchair propulsion biomechanics. *J. Rehabil. Res. Dev*., **41**, 3B, pp. 403-414.

188 Krans W. (1956) Vertical hoist device for wheel chairs. *Phys Ther Rev*., **36**, 12, pp. 813-814.

189 Kroemer K.H.E., Snook S.H., Meadows S.K., Deutsch S. (1988) Ergonomic models of anthropometry, human biomechanics, and operator-equipment interfaces. *Proceedings of a Workshop. PB89-175491. National Research Council*, Washington DC. Prepared for Office of Naval Research, Arlington, VA.

190 Kulig K., Rao S.S., Mulroy S.J., Newsam C.J., Gronley J.K., Bontrager E.L., Perry J. (1998) Shoulder joint kinetics during the push phase of wheelchair propulsion. *Clin. Orthop. Relat. Res.*, **354**, pp. 132-143.

191 Kulig K., Newsam C.J., Mulroy S.J., Rao S., Gronley J.K., Bontrager E.L., Perry J. (2001) The effect of level of spinal cord injury on shoulder joint kinetics during manual wheelchair propulsion., *Clin Biomech.*, **16**, 9, pp. 744-751.

L

192 Lal S. (1998) Premature degenerative shoulder changes in spinal cord injury patients. *Spinal Cord*, **36**, pp. 186-189.

193 Lang G. (2003) De la personne “handicapée” à la personne “en situation de handicap” : d’une exclusion à l’autre. *Education permanente*, **3**, 156, pp. 123-129.

194 Langbein W.E., Fehr L. (1993) Research device to preproduction prototype: a chronology. *J. Rehabil. Res. Dev.*, **30**, 4, pp. 436-442.

195 Langbein W.E., Robinson C.J., Kynast L., Fehr L. (1993) Calibration of a new wheelchair ergometer: The wheelchair aerobic fitness trainer. *IEEE Trans. Rehab.*, **1**, 1, pp. 49-58.

196 Langbein W.E., Maki K.C., Edwards L.C., Hwang M.H., Sibley P., Fehr L. (1994) Initial clinical evaluation of a wheelchair ergometer for diagnostic exercise testing: a technical note. *J. Rehabil. Res. Dev.*, **31**, pp. 317-325.

197 Laubach L.L., Glaser R.M., Suryaprasad A.G. (1981) Anthropometry of aged male wheelchair-dependent patients. *Annals of Human Biology*, **8**, 1, pp. 25-29.

198 Lavaste F. (2008) La propulsion du fauteuil roulant manuel. *21èmes Entretiens de la fondation garche.*

199 Legnani G., Casolo F., Righettini P., Zappa B. (1996) A homogeneous matrix approach to 3D kinematics and dynamics – I. *Theory, Mechanism and Machine Theory*, **31**, pp. 573-587.

200 Lemaire E.D., Lamontagne M., Barclay H.W., John T., Martel G. (1991) A technique for the determination of center of gravity and rolling resistance for tilt-seat wheelchair. *J. Rehabil. Res. Dev.*, **28**, pp. 51-58.

201 Lenzi D., Capello A., Chiari L. (2003) Influence of body segment parameters and modelling assumptions on the estimate of center of mass trajectory. *J. Biomech*., **36**, pp. 1335-1341.

202 Lin H.T., Su F.C., Wu H.W., An K.N. (2004) Muscle forces analysis in the shoulder mechanism during wheelchair propulsion. *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **218**, 4, pp. 213-221.

203 Lipton B.H. (1971) The positive aspects of wheelchair sports. *Proc Veterans Adm Spinal Cord Inj Conf*., pp. 104-106.

204 Lowman E.W., Rusk H.A. (1960) Self-help devices: selection of wheel chairs. Standard universal models. *Postgrad Med*., **28**, pp. 195-199.

205 Lowman E.W., Rusk H.A. (1960) Self-help devices: selection of wheel chairs, custom models. *Postgrad Med*., **28**, pp. 308-311.

206 Lowman E.W., Rusk H.A. (1960) Self-help devices: selection of wheel chairs. Modifications based on disability. *Postgrad Med*., **28**, pp. 410-413.

207 Lowman E.W., Rusk H.A. (1960) Self-help devices. Selection of wheel chairs: accessories. *Postgrad Med*., **28**, pp. 564-567.

208 Lowman E.W., Rusk H.A. (1961) Self-help devices: selection of wheel chairs. General considerations. *Postgrad Med*., **29**, pp. 124-127.

209 Lowman E.W., Rusk H.A. (1961) Self-help devices: selection of wheel chairs. Consideration of specific disabilities. *Postgrad Med*., **29**, pp. 219-223.

210 Lundqvist C., Siosteen A., Blomstrand C., Lind B., Sullivan M. (1991) Spinal cord injuries. Clinical, functionan and emotional status. *Spine*, **16**, 1, pp. 78-83.

M

211 Madorsky J.G., Madorsky A. (1983) Wheelchair racing: an important modality in acute rehabilitation after paraplegia. *Arch Phys Med Rehabil*., **64**, 4, pp. 186-187.

212 Madorsky J.G., Scanlon J.R., Smith B. (1989) Kung-Fu: synthesis of wheelchair sport and self-protection. *Arch Phys Med Rehabil*., **70**, 6, pp. 490-492.

213 Marshall T. (1984) Wheelchairs and marathon road racing. *Br J Sports Med*., **18**, 4, pp. 301-304.

214 Martin X., Casse G., Bougenot M. (2000) Evolution des paramètres de résistance au roulement et résistance aérodynamique mesurés chez des personnes en fauteuil roulant selon différentes positions. *Science & Sports*, **15**, 6, pp. 368.

215 Martin L.M. (1987) Wheelchair accessibility of public buildings in Utica, New York. *Am J Occup Ther*., **41**, 4, pp. 217-221.

216 Martin P.E., Mungiole M., Maezke M.W., Longhill J.M. (1989) The use of magnetic resonance imaging for measuring segment inertial properties. *J. Biomech*., **22**, 4, pp. 367-376. *(Cette référence est reproduite de Bjornstrup J., 1996 [20])*

217 Masse L.C., Lamontagne M., O'Riain M.D. (1992) Biomechanical analysis of wheelchair propulsion for various seating positions. *J Rehabil Res Dev*., **29**, 3, pp. 12-28.

218 McConville J.T., Churchill T.D., Kaleps I., Clauser C.E., Cuzzi J. (1980) Anthropometric relationships of body and body segment moments of inertia. *Technical report AFAMRL-TR-80-119*, Aerospace Medical Research Laboratory, Wright-Patterson Air Force Base, Dayton, Ohio. *(Cette référence est reproduite de Dumas et al., 2007 [112]).*

219 Mercer J.L., Boninger M., Koontz A., Ren D., Dyson-Hudson T., Cooper R. (2006) Shoulder joint kinetics and pathology in manual wheelchair users. *Clin. Biomech*., **21**, 8, pp. 781-789.

220 Mestre D.R., Pergandi J.M., Mallet P. (2006) Designing a navigation aid for a smart wheelchair. *AMSE Journal Modeling C*, **67**, supp Handicap 2006, pp. 86-95.

221 Miller D., Nelson R. (1973) Biomechanics of sports – a research approch. Lea & Febiger : Baltimore, pp. 61-72.

222 Morris A.F. (1986) A case study of a female ultramarathon wheelchair road user. *Paraplegia*, **24**, 4, pp. 260-264.

223 Morrow D.A., Guo L.Y., Zhao K.D., Su F.C., An K.N. (2003) A 2-D model of wheelchair propulsion. *Dis. Rehabil*., **25**, 4-5, pp. 192-196.

224 Moss A.D., Fowler N.E., Tolfrey V.L. (2003) A telemetry-based velocometer to measure wheelchair velocity. *J. Biomech*., **36**, 2, pp. 253-257.

225 Moss A.D., Fowler N.E., Goosey-Tolfrey V.L. (2005) The intra-push velocity profile of the over-ground racing wheelchair sprint start. *J. Biomech*., **38**, 1, pp. 15-22.

226 Mulroy S.J., Newsam C.J., Gutierrez D.D., Requejo P., Gronley J.K., Haubert L.L., Perry J. (2005) Effect of fore-aft seat position on shoulder demands during wheelchair propulsion: part 1. A kinetic analysis. *J. Spinal. Cord. Med*., **28**, 3, pp. 214-221.

227 Mulroy S., Newsam C., Gronley J., Bontrager E. (2006) Impact of wheelchair propulsion biomechanics on development of shoulder pain in individuals with spinal cord injury. *Gait & Posture*, **24**, Suppl. 2, pp. S37-S38.

N

228 National Academy of Sciences, Transportation Research Board (2006) Tires and Passenger Vehicle Fuel Economy: Informing Consumers, Improving Performance - *Special Report 286*. 178 p (http://onlinepubs.trb.org/onlinepubs/sr/sr286.pdf).

229 Nelson R.L. (1958) Hinged-back wheel chair. *Phys Ther Rev*., **38**, 9, pp. 611-612.

230 Newsam C.J., Mulroy S.J., Gronley J.K., Bontrager E.L., Perry J. (1996) Temporalspatial characteristics of wheelchair propulsion. Effects of level of spinal cord injury, terrain, and propulsion rate. *Am. J. Phys. Med. Rehabil*., **75**, pp. 292-299.

231 Newsam C.J., Rao S.S., Mulroy S.J., Gronley J.K., Bontrager E.L., Perry J. (1999) Three dimensional upper extremity motion during manual wheelchair propulsion in men with different levels of spinal cord injury. *Gait & Posture*, **10**, 3, pp. 223-232.

232 Nichols P.J., Norman P.A., Ennis J.R. (1979) Wheelchair user's shoulder? Shoulder pain in patients with spinal cord lesions. *Scand J Rehabil Med*., **11**, 1, pp. 29-32.

233 Niesing R., Eijskoot F., Kranse R., den Outen A.H., Storm J., Veeger H.E., van der Woude L.H., Snijders C.J. (1990) Computer-controlled wheelchair ergometer. *Med. Biol. Eng. Comput*., **28**, pp. 329-338.

234 Nikolova G.S., Toshev Y.E. (2007) Estimation of male and female body segment parameters of the Bulgarian population using a 16-segmental mathematical model. *J. Biomech*., **40**, pp. 3700-3707.

235 Norton J., Donaldson N., Dekker L. (2002) 3D whole body scanning to determine mass properties of legs. *J. Biomech*., **35**, pp. 81-86.

O

236 Odderson I.R., Jaffe K.M., Sleicher C.A., Price R., Kropp R.J. (1991) Gel wheelchair cushions: a potential cold weather hazard. *Arch. Phys. Med. Rehabil*., **72**, 12, pp. 1017-1020.

P

237 Park S.J., Park S.C., Kim J.H., Kim C.B. (1999) Biomechanical parameters on body segments of Korean aldults. *J. Biomech*., **23**, pp. 23-31.

238 Patterson P., Draper S. (1997) Selected comparisons between experienced and non-experienced individuals during manual wheelchair propulsion. *Biomed. Sci. Instrum.*, **33**, pp. 447-481.

239 Pavol M.J., Owings T.M., Grabiner M.D. (2002) Body segment inertial parameter estimation for the general population of older adults. *J. Biomech*., **35**, 5, pp. 707-712.

240 Pearsall D.J., Costigan P.A. (1999) The effect of segment parameter error on gait analysis results. *Gait & Posture*, **9**, pp. 173-183.

241 Pentland, Twomey L.T. (1991) The weight-beiring upper extremity in women with long term paraplegia. *Paraplegia, 29*, pp. 521-530.

242 Pepmiller E.G. (1979) Selecting a wheelchair: helping your patient make the best choice. *J. Pract. Nurs*., **29**, 2, pp. 12-13.

243 Plagenhoef S. (1983) Anatomical data for analyzing human motion. *Res. Quart. Exercise Sports*, **54**, pp. 169-178.

244 Poole A.G.B. (1949) a wheel-chair. *The Lancet,* **253**, pp. 480-482.

245 Portnoy F.L., Richards C., Roberts R. (1989) Wheelchair karate. *Geriatr. Nurs*., **10**, 2, pp. 76-77.

246 Pradon D., Chèze L. (2003) Modèle cinématique tridimensionnelle du dos et du membre supérieur pour analyser la technique de propulsion en fauteuil roulant manuel. *ITBM RBM*, **24**, pp. 20-27.

247 Price M.J., Campbell I.G. (1999) Thermoregulatory and physiological responses of wheelchair athletes to prolonged arm crank and wheelchair exercise. *Int. J. Sports Med.*, **20**, pp. 457-463.

248 Pustoc'h A., Labesse-Jied F., Chèze L., Terver S. (2005) Study of three-dimensional osteometric scaling schemes applied on musculoskeletal models. *Computer Methods in Biomech. Biomed. Eng*., **8**, Supp. 1, pp. 223-224.

Q

R

249 Rao G., Amarantini D., Berton E., Favier D. (2006) Influence of body segments'parameters estimation models on inverse dynamics solutions during gait. *J. Biomech.*, **39**, pp. 1531-1536.

250 Rasche W., Janssen T.W., van Oers C.A., Hollander A.P., van der Woude L.H. (1993) Responses of subjects with spinal cord injuries to maximal wheelchair

exercice : comparison of discontinuous and continuous protocols. Eur. *J. Appl. Physiol. Occup. Physiol*., **66**, 4, pp. 328-331.

251 Reed M.P., Manary M.A., Schneider L.W. (1999) Methods for measuring and representing automobile occupant posture. *SAE Technical Paper Series: 1999-01-0959*, Society of Automobile Engineers, Warrendale, USA.

252 Ridgway M., Pope C., Wilkerson J. (1988) A kinematic analysis of 800-meter wheelchair-racing techniques. *Adapt. Phys. Act. Q.*, **5**, pp. 96-107.

253 Robertson R.N., Boninger M.L., Cooper R.A., Shimada S.D. (1996) Pushrim forces and joint kinetics during wheelchair propulsion. *Arch. Phys. Med. Rehabil.*, **77**, 9, pp. 856-864.

254 Rodgers M.M., Tummarakota S., Lieh J., Schrag D.R. (1992) Three-dimensional dynamic analysis of joint reaction forces and moments during wheelchair propulsion. In: *Proceedings of the North American Congress on Biomechanics (NACOB) II*, Chicagot, IL, pp. 457-458.

255 Rodgers M.M., Tummarakota S., Lieh J., Schrag D.R. (1993) Three-dimensional dynamic analysis of joint reaction forces and moments during wheelchair propulsion. *J. Biomech.*, **26**, 3, pp. 346

256 Rodgers M.M., Gayle G.W., Figoni S.F., Kobayashi M., Lieh J., Glaser R.M. (1994) Biomechanics of wheelchair propulsion during fatigue. *Arch. Phys. Med. Rehabil.*, **75**, 1, pp. 85-93.

257 Rodgers M.M., McQuade K.J., Rasch E.K., Keyser R.E., Finley M.A. (2003) Upper-limb fatigue-related joint power shifts in experienced wheelchair users and nonwheelchair users. *J. Rehabil. Res. Dev*., **40**, 1, pp. 27-37.

258 Roques C.F. (1997) Histoire de fauteuil roulant. In : Le Fauteuil roulant (Edited by Pelissier J., Jacquot J.M., Bernard P.L.) Paris, pp. 1-7.

259 Rosen N.B. (1973) The role of sports in rehabilitation of the handicapped. 3. The wheelchair games. *Md State Med. J*., **22**, 11, pp. 35-39.

260 Rozin R., Danziger R., Danziger U. (1975) Wheelchair modifications for easy transfer. *Arch Phys Med Rehabil*., **56**, 8, pp. 369-370.

261 Rudins A., Laskowski E.R., Growney E.S., Cahalan T.D., An K.N. (1997) Kinematics of the elbow during wheelchair propulsion: a comparison of two wheelchairs and two stroking techniques. *Arch. Phys. Med. Rehabil*., **78**, 11, pp. 1204-1210.

262 Ruggles D.L., Cahalan T., An K.N. (1994) Biomechanics of wheelchair propulsion by able-bodied subjects. *Arch. Phys. Med. Rehabil*., **75**, pp. 540-544.

S

263 Sabick M.B., Zhao K.D., An K.N. (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, pp. 57-68.

264 Sabick M.B., Kotajarvi B.R., An K.N. (2004) A new method to quantify demand on the upper extremity during manual wheelchair propulsion. *Arch. Phys. Med. Rehabil*., **85**, 7, pp. 1157-1159.

265 Sagawa Jr Y. (2007) Etude de la symétrie de la propulsion en fauteuil roulant manuel lors d'un déplacement en ligne droite. *Mémoire de Master « Exercice, Sport, Santé, Handicap »* UFR STAPS, Université Blaise Pascal, Clermont Ferrand II, France.

266 Sagawa Jr Y., Vaslin P., Gorjup R., Cabelguen J.C., Lavaste F. (soumis) The symmetry of manual wheelchair propulsion during a straightforward displacement. *J. Rehabil. Res. Dev.*

267 Samuelsson K., Larsson H., Tropp, H. (1989) A wheelchair ergometer with a device for isokinetic torque measurement. *Scand. J. Rehabilitation Med*., **21**, 4, pp. 205-208.

268 Samuelsson K., Larsson H., Tropp H. (1991) Power output and propulsion technique in wheelchair driving. *Int. J. Rehabil. Res*., **14**, pp. 76-81.

269 Sanderson D.J., Sommer H.J. 3rd. (1985) Kinematic features of wheelchair propulsion. *J Biomech*., **18**, 6, pp. 423-429.

270 Sauret C. (2004) Analyse cinématique 2D de la propulsion manuelle en fauteuil roulant en ligne droite sur le plat. Etude des interactions des mouvements du Sujet sur le déplacement du fauteuil. *Mémoire de Master 2 Recherche « Exercice, Sport, Santé, Handicap »*. Université Jean Monnet, Saint Etienne, France.

271 Sauret C., Vaslin P., Dabonneville M., Cid M. (2005a) Conséquence de la modélisation du tronc et des mouvements du Sujet sur la résultante des forces de freinage lors de la propulsion en fauteuil roulant manuel. *Proc. Journée Thematique de la société de biomécanique : "Biomécanique du mouvement et Handicap Moteur"*. 11 mai 2005, Lyon, France

272 Sauret C., de Saint Rémy N., Vaslin P., Cid M., Dabonneville M., Kauffman P., Couétard Y.(2005b) Fore-and-aft evolution of the subject's center of mass and center of pressure during actual wheelchair propulsion. *Comp. Meth. Biomech. Biomed. Eng.*, **8**, Supp 1, pp. 251-252.

273 Sauret C., de Saint Rémy N., Vaslin P., Cid M., Dabonneville M., Kauffman P. (2006) Comparaison des forces de freinage théoriques appliquées sur un fauteuil roulant manuel au cours d'un cycle de propulsion avec des ergomètres de laboratoire et sur le terrain. *Proc. Handicap 2006*, Paris, France.

274 Schaefer R.S., Proffer D.S. (1989) Sports medicine for wheelchair athletes. *Am Fam Physician.*, **39**, 5, pp. 239-245.

275 Seymour R.J., Lacefield W.E. (1985) Wheelchair cushion effect on pressure and skin temperature. *Arch Phys Med Rehabil.*, **66**, 2, pp. 103-108.

276 Shan G., Bohn C. (2003) Anthropometrical data and coefficients of regression related to gender and race. *Appl. Erg.*, **34**, pp. 327-337.

277 Shephard R.J. (1988) Sports medicine and the wheelchair athlete. *Sports Med.*, **5**, 4, pp. 226-247.

278 Shimada S.D., Boninger M.L. (1998) Wrist biomechanical during wheelchair propulsion. *J. Disabil. Rehabil.*, **4**, 3, pp. 192-199.

279 Sie I.H., Waters R.L., Adkins R.H., Gellman H. (1992) Upper extremity pain in the postrehabilitation spinal cord injured patient. *Arch. Phys. Med. Rehab.*, **73**, pp. 44-48.

280 Simmons J.C., Gardner M.S. (1960) Self-maneuvering for orbitar worker. *Technical Report TR-60-748*, Wright Air Development Division, Wright-Patterson Aire Force base, Ohio. *(Cette référence est reproduite de Bjornstrup J., 1996 [20])*

281 Snyder L.H. (1975) Living environments, geriatric wheelchairs and older persons' rehabilitation. *J Gerontol Nurs.*, **1**, 5, pp. 17-20.

282 Souther S.G., Carr S.D., Vistnes L.M. (1974) Wheelchair cushions to reduce pressure under bony prominences. *Arch Phys Med Rehabil.*, **55**, 10, pp. 460-464.

283 Spaepen A.J., Vanlandewijck Y.C., Lysens R.J. (1996) Relationship between energy expenditure and muscular activité pattern in handrim wheelchair propulsion. *Int. J. Ind. Erg.*, **17**, pp. 163-173.

284 Spencer M. (1980) Wheelchairs in a primary school. *Spec Educ Forward Trends.*, **7**, 1, pp. 18-20.

285 Spiegler J.H., Goldberg M.J. (1968) The wheelchair as a permanent mode of mobility a detaild guide to prescription. I. Frame, armrests and brakes. *Am J Phys Med.*, **47**, 6, pp. 315-316.

286 Spiegler J.H., Goldberg M.J. (1969) The wheelchair as a permanent mode of mobility. A detailed guide to prescription. Part II. Upholstery, leg supports, wheels and accessories. *Am J Phys Med.*, **48**, 1, pp. 25-37.

287 Sprigle S., Flinn N., Wooten M., McCorry S. (2003) Development and testing of a pelvic goniometer designed to measure pelvic tilt and hip flexion. *Clin. Biomech.*, **18**, pp. 462-465.

288 Steinmetz E. (2002) Americans with disabilities : 2002. *U.S. Census Bureau Current Population Report*, pp. 70-107.

289 Stenberg J., Astrand P.O., Ekblom B., Royce J., Saltin B. (1967) Hemodynamic response to work with different muscle groups, sitting and supine. *J. Appl. Physiol.*, **22**, pp. 61-70.

290 Stewart S.F., Palmieri V., Cochran G.V. (1980) Wheelchair cushion effect on skin temperature, heat flux, and relative humidity. *Arch Phys Med Rehabil.*, **61**, 5, pp. 229-233.

291 Stoboy H., Rich B.W., Lee M. (1971) Workload and energy expenditure during wheelchair propelling. *Paraplegia*, **8**, 4, pp. 223-230.

292 Strauss M.G., Moeinzadeh M.H., Schneller M., Trimble J. (1989) The development of an instrumented wheel to determine the handrim forces during wheelchair propulsion. In: *Proceedings of the American Society of Mechanical Engineers (ASME)* Winter Annual Meeting, pp. 53-54.

293 Strauss M.G., Maloney J., Ngo F., Philipps M. (1991) Measurement of the dynamic forces during manual wheelchair propulsion. In: *Proceedings of the 15th Annual Meeting of the American Society of Biomechanics*, pp. 210-211.

294 Su F.C., Lin L.T., Wu H.W., Chou Y.L., Westreich A., An K.A. (1993) Three-dimensional dynamic analysis of wheelchair propulsion. *Chinese J. Med. Biol. Eng.*, **13**, 4, pp. 326-342.

295 Subbarao J., Klopfstein J., Turpin R. (1995) Prevalence and impact of wrist and shoulder pain in patients with spinal cord injury. *J. Spinal. Cord Med.*, **18**, 1, pp. 9-13.

296 Swiren L.D., Bar-Or O. (1975) Responses to exercise of paraplegics who differ in conditioning level. *Med. Sci. Sports*, **7**, 2, pp. 94-98.

T

297 Tam E.W., Mak A.F., Lam W.N., Evans J.H., Chow Y.Y. (2003) Pelvic Movement and Interface Pressure Distribution During Manual Wheelchair Propulsion. *Arch. Phys. Med. Rehabil.*, **84**, pp. 1466-1472.

298 Theisen D., Francaux M., Fayt A., Sturbois X. (1996) A new procedure to determine external power output during handrim wheelchair propulsion on a roller ergometer : A reliability study. *Int. J. Sports Med.*, **17**, pp. 564-571.

299 Troop P.A. (1981) Housing needs of people in wheelchairs. *Public Health.*, **95**, 1, pp. 48-51.

300 Tropp H., Samuelsson K., Jorfeldt L. (1997) Power output for wheelchair driving on a treadmill compared with arm crank ergometry. *Br. J. Sports Med.*, **31**, 1, pp. 41-44.

301 Tupling S.J., Davis G.M., Pierrynowski M.R., Shephard R.J.. (1986) Arm strength and impulse generation: initiation of wheelchair movement by the physically disabled. *Ergonomics*, **29**, 2, pp. 303-11.

U

V

302 van der Helm F.C., Veeger H.E. (1996) Quasi-static analysis of muscle forces in the shoulder mechanism during wheelchair propulsion. *J. Biomech.*, **29**, 1, pp. 39-52.

303 van der Linden M.L., Valent L., Veeger H.E., van der Woude L.H. (1996) The effect of wheelchair handrim tube diameter on propulsion efficiency and force application (tube diameter and efficiency in wheelchairs). *IEEE Trans. Rehabil. Eng.*, **4**, 3, pp. 123-132.

304 van der Woude L.H.V., de Groot S. (2005) Wheelchair propulsion: a straining form of ambulation. *Indian J. Med. Res.*, **121**, pp. 719-722.

305 van der Woude L.H., de Groot G., Hollander A.P., van Ingen Schenau G.J., Rozendal R.H. (1986) Wheelchair ergonomics and physiological testing of prototypes. *Ergonomics*, **29**, 12, pp. 1561-1573.

306 van der Woude L.H., Hendrich K.M., Veeger H.E., van Ingen Schenau G.J., Rozendal R.H., de Groot G., Hollander A.P. (1988) Manual wheelchair propulsion: effects of power output on physiology and technique. *Med. Sci. Sports Exerc.*, **20**, 1, pp. 70-78.

307 van der Woude L.H., Veeger D.J., Rozendal R.H., Sargeant T.J. (1989a) Seat height in handrim wheelchair propulsion. *J. Rehabil. Res. Dev.*, **26**, 4, pp. 31-50.

308 van der Woude L.H., Veeger H.E., Rozendal R.H., Sargeant A.J. (1989b) Optimum cycle frequencies in hand-rim wheelchair propulsion. Wheelchair propulsion technique. *Eur J Appl Physiol Occup Physiol.*, **58**, 6, pp. 625-632.

309 van der Woude L.H., Veeger H.E., Rozendal R.H. (1989c) Propulsion technique in hand rim wheelchair ambulation. *J Med Eng Technol.*, **13**, 1-2, pp. 136-141.

310 van der Woude L.H.V., Janssen T.W.J., Meijs P.J.M., Veeger H.E.J., Rozendal R.H. (1994) Physical stress and strain in active wheelchair propulsion: overview of a research programme. *J. Rehabil. Sci.*, **7**, 1, pp. 18-25.

311 van der Woude L.H., Van Koningsbruggen C.M., Kroes A.L., Kingma I. (1995b) Effect of push handle height on net moments and forces on the

musculoskeletal system during standardized wheelchair pushing tasks. *Prosthet. Orthot. Int*., **19**, 3, pp. 188-201.

312 van der Woude L.H., Veeger H.E., Dallmeijer A.J., Janssen T.W., Rozendaal L.A. (2001) Biomechanics and physiology in active manual wheelchair propulsion. *Med. Eng. Phys*., **23**, 10, pp. 713-733.

313 van der Woude L.H.V., Formanoy M., de Groot S. (2003) Hand rim configuration: effects on physical strain and technique in unimpaired subjects ? *Med. Eng. Phys*., **25**, pp. 765-774.

314 van der Woude L.H.V., de Groot S., Janssen T.W.J. (2006) Manual wheelchairs: Research and innovation in rehabilitation, sports, daily life and health. *Med. Eng. Phys.*, **28**, 9, pp. 905-915.

315 van Drongelen A., Roszek B., Hilbers-Modderman E., Kallewaard M., Wassenard C. (2002) Wheelchair incidents. Bilthoven: RIVM. (Cette référence est reproduite de van der Woude et al., 2006 [314]).

316 van Drongelen S., van der Woude L.H., Janssen T.W., Angenot E.L., Chadwick E.K., Veeger D.H. (2005a) Mechanical load on the upper extremity during wheelchair activities. *Arch. Phys. Med. Rehabil*., **86**, 6, pp. 1214-1220.

317 van Drongelen S., van der Woude L.H., Janssen T.W., Angenot E.L., Chadwick E.K., Veeger D.H. (2005b) Glenohumeral contact forces and muscle forces evaluated in wheelchair-related activities of daily living in able-bodied subjects versus subjects with paraplegia and tetraplegia. *Arch. Phys. Med. Rehabil*., **86**, 7, pp. 1434-1440.

318 van Drongelen S. (2005) Upper extremity load during wheelchair related tasks in subjects with a spinal cord injury. *Thèse de doctorat d'Université*, Université Libre d'Amsterdam, Pays-Bas

319 van Drongelen S., van der Woude L.H.V., Janssen T.W.J., Angelot E.L.D., Chadwick E.K.J., Veeger H.E.J. (2006) Glenohumeral joint loading in tetraplegia during weight relief lifting: A simulation study. *Clin. Biomech*., **21**, 2, pp. 128-137.

320 van Loan M.D., McCluer S., Loftin J.M., Boileau R.A. (1987) Comparison of physiological responses to maximal arm exercise among able-bodied, paraplegics and quadriplegics. *Paraplegia*, **25**, 5, pp. 397-405.

321 Vanlandewijck Y.C., Spaepen A.J., Lysens R.J. (1994a) Wheelchair propulsion efficiency: movement pattern adaptations to speed changes. *Med. Sci. Sports Exerc*., **26**, 11, pp. 1373-1381.

322 Vanlandewijck Y.C., Spaepen A.J., Lysens R.J. (1994b) Wheelchair propulsion: functional ability dependent factors in wheelchair basketball players. *Scand. J. Rehabil. Med.*, **26**, 1, pp. 37-48.

323 Vanlandewijck Y.C., Daly D.J., Theisen D.M. (1999) Field test evaluation of aerobic, anaerobic, and wheelchair basketball skill performances. *Int. J. Sports Med*., **20**, pp. 548-554.

324 vanSickle D.P., Cooper R.A., Robertson R.N. (1995) SMARTWheel: development of a digital force and moment sensing pushrim. In: *Proceeding of the 18th International RESNA Conference*, Vancouver, BC, Canada. Washington, DC: RESNA Press, pp. 352-354.

325 vanSickkle D.P., Cooper R.A., Boninger M.L., DiGiovine C.P. (2001) Analysis of vibrations induced during wheelchair propulsion. *J. Rehabil. Res. Dev.*, **38**, 4, pp. 409-421.

326 Vaslin P., Dabonneville M. (2000) Use of a 3D accelerometer for kinetic analysis of wheelchair propulsion. *Proc. XIIth Conference of the european Society of Biomechanics*, 28-33 Aug., Dublin (Ireland), p. 345.

327 Vaslin P., de Saint Rémy N., Dabonneville M. (2000a) Estimation of power output in wheelchair propulsion with a 3D accelerometer. *Proc. XIIth Conference of the european Society of Biomechanics*, 28-33 Aug., Dublin (Ireland), p. 78.

328 Vaslin P., Dabonneville M., de Saint Rémy N. (2000b) Determination of mechanical work with a wireless self-contained wheelchair ergometer. *Xxème Congrés de la Société Française de Médecine du Sport*, 6-8 dec., Palais de l'U.N.E.S.C.O., Paris (France).

329 Veeger H.E.J., van der Woude L.H.W., Drexhage D., Koperdraat J. (1989a) Peak power output in wheelchair sprinting. *J. Biomech*., **22**, 10, pp. 1093.

330 Veeger H.E.J., van der Woude L.H.V., Rozendal R.H. (1991a) Load on the upper extremity in manual wheelchair propulsion. *J. Electrom. Kinesiol*., **1**, 4, pp. 270-280.

331 Veeger H.E., Hadj Yahmed M., van der Woude L.H., Charpentier P. (1991b) Peak oxygen uptake and maximal power output of Olympic wheelchair-dependent athletes. *Med. Sci. Sports Exerc*., **23**, 10, pp. 1201-1209.

332 Veeger H.E.J., van der Woude L.H.V., Rozendal R.H. (1991c) Within-cycle characteristics of the wheelchair push in sprinting on a wheelchair ergometer. *Med. Sci. Sports Exerc.*, **23**, 2, pp. 264-271

333 Veeger H.E.J., van der Woude L.H., Rozendal R.H. (1992b) A computerized wheelchair ergometer. *Scand. J. Rehabil. Med*., **24**, pp. 17-23.

334 Veeger H.E., Rozendaal L.A., van der Helm F.C. (2002) Load on the shoulder in low intensity wheelchair propulsion. Clin. Biomech., **17**, 3, pp. 211-218.

335 Vignier N., Ravaud J.F. (2008) Les utilisateurs de fauteuil roulant en France : aspects socioépidémiologiques. In : Le Fauteuil roulant. *Actes des 21ème entretiens de la Fondation Garches*. Pp. 21-33.

336 Ville L., Winance M. (2006) To work or not to work? The occupational trajectories of wheelchair users. *Disabil. Rehabil.*, **28**, 7, pp. 423-436.

337 Vinet A., Bernard P.L., Ducomps C., Selchow O., Le Gallais D., Micallef J.P. (1998) A field deceleration test to assess total wheelchair resistance. *Int. J. Rehabil. Res.*, **21**, 4, pp. 397-401.

338 Voigt E.D., Bahn D. (1969) Metabolism and pulse rate in physically handicapped when propelling a wheel chair up and incline. *Scand. J. Rehabil. Med.*, **1**, 3, pp. 101-106.

339 von Meyer H. (1863) Statics and mechanics of the human body. Engelmann, Leipzig. Unpublished english translation, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio. *(Cette reference est reproduite de Kroemer et al., 1988* [189]*).*

W

340 Watson N., Woods B. (2008) A social and technological history of the wheelchair. In : Le Fauteuil Roulant, *Actes des 21ème Entretiens de la Fondation Garches*., pp. 9-20.

341 Webber L.R. (1959) Crutch attachment for wheel chairs. *Phys. Ther. Rev.*, **39**, 5, pp. 320.

342 Weinbach A.P. (1938) Contour maps, center of gravity, moment of inertia, and surface area of the human body. *Human Biology*, **10**, pp. 356-371. *(Cette référence est reproduite de Bjornstrup J., 1996 [20])*

343 Whitsett C.E. (1962) Some dynamic response characteristics of weighless man. Master of Science thesis, Air Force Institute of Technology, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio (*AMRL-TR-63-18, AD 412 541*). *(Cette référence est reproduite de Bjornstrup J., 1996 [20])*

344 Winter D.A. (1990) Antropometry. In Biomechanics and motor control of human movement. Wiley Interscience Publication, New York, pp. 51-74.

345 Wittmeyer M.B., Stolov W.C. (1978) Educating wheelchair patients on home architectural barriers. *Am. J. Occup. Ther.*, **32**, 9, pp. 557-564.

346 World Health Organization (1980) International classification of handicap

347 World Health Organization (2001) International classification of functioning, disability and health (ICF) (http://www.who.int/classifications/icf/site/)

348 Wu G., Cavanagh P.R. (1995) ISB Recommandations for standardization in the reporting of kinematic data. *J. Biomech.*, **28**, 10, pp. 1257-1261.

349 Wu G., Siegler S., Allard P., Kirtley C., Leardini A., Rosenbaume D., Whittle M., D'Lima D.D., Cristofolini L., Witte H., Schmid O., Stokes I. (2002) ISB recommendation on definitions of joint coordinate system of various joints for

the reporting of human joint motions – part I : ankle, hip and spine. International Society of Biomechanics. *J. biomech.*, **35**, pp. 543-548.

350 Wu G., van der Helm F.C., Veeger H.E., Makhous M., Van Roy P., Anglin C., Nagels J., Karduna A.R., McQuade K., Wang X., Werner F.W., Buchholz B. (2005) ISB recommendation on definitions of joint coordinate system of various joints for the reporting of human joint motions – part II : shoulder, elbow, wrist and hand. *J. biomech.*, **38**, pp. 981-992.

351 Wu H.W., Berglund L.J., Su F.C., Yu B., Westreich A., Kim K.J. (1998) An instrumented wheel for kinetic analysis of wheelchair propulsion. *J. Biomech. Eng.*, **120**, pp.533-535.

352 Wylie, Chakera T.M. (1988) Degenerative joint abnormalities in patients with paraplegia of duration grater than 20 years. *Paraplegia*, **26**, pp. 101-106.

X

Y

353 Yeadon M.R. (1990) The simulation of aerial movement – II, A mathematical inertia model of the human body., *J. Biomech.*, **23**, 67-74.

354 Young J.W., Chandler R.F., Snow C.C., Robinette K.M., Zehner G.F., Lofberg M.S. (1983) Anthropometric and mass distribution characteristics of adults female. *Technical Report FA-AM-83-16*, FAA Civil Aeromedical Institute, Oklaoma City, Oklaoma. *(Cette référence est reproduite de Dumas et al., 2007 [112])*

Z

355 Zankel H.T., Doelker P. (1950) Brakes for wheel chair. *Arch. Phys. Med. Rehabil.*, **31**, 12, pp. 776-777.

356 Zatsiosky V., Seluyanov V. (1983) The mass and inertia characteristics of the main segments of human body. In *Biomechanics VIII*, **8**, pp. 1152-1159.

357 Zatsiosky V., Seluyanov V. (1985) Estimation of mass and inertia characteristics of the human body by means of the best predictive regressions equations. In *Biomechanics IX-B* (Edired by Winter DA., Norman R., Wells R.P., Hayes K.C., Patla A.E.), pp. 233-239, Human Kinetics Publishers Champain.

358 Zatsiorsky V. (2003) Letter to the editor : Measuring body segment parameters : X-ray versus gamma scanning. *J. Biomech.*, **36**, pp. 1405-1406.

ANNEXES

Annexe 1 : Détermination de l'axe de viration

Le calcul de l'axe hélicoïdal instantanné (plus généralement nommé axe de viration) fait appel aux propriétés de l'axe central du torseur cinématique. Par définition, l'axe central du torseur cinématique est l'ensemble des points M où les vitesses de rotation et de translation sont colinéaires. La vitesse de translation peut alors être exprimée proportionnellement à la vitesse de rotation, en fonction d'un coefficient *k* dépendant du temps.

$$\vec{V}\left(M\in\Re_f / \Re \right) = k \ \vec{\Omega}_{\Re_f / \Re}$$

Par ailleurs, à partir du torseur cinématique du point O_f par exemple, la vitesse du point M dans $\Re$ s'écrit :

$$\vec{V}\left(M\in\Re_f /\Re \right) = \left(\vec{V}_{O_f /\Re} + \overrightarrow{MO_f} \wedge \vec{\Omega}_{\Re_f /\Re} \right)_{\Re}$$

Appliqué au point C qui correspond à la projection orthogonale de O_f sur l'axe central, les expressions précédentes permettent d'écrire :

$$\left(\vec{V}_{O_f} + \overrightarrow{CO_f} \wedge \vec{\Omega}_{\Re_f /\Re} \right)_{\Re} = k \ \vec{\Omega}_{\Re_f /\Re}$$

Pour annuler les termes de droite, cette expression est ensuite multipliée vectoriellement à gauche par $\vec{\Omega}_{\Re_f / \Re}$, puisque $\vec{\Omega}_{\Re_f / \Re}$ est alors multiplié vectoriellement par lui-même :

$$\vec{\Omega}_{\Re_f /\Re} \wedge \left(\vec{V}_{O_f} + \overrightarrow{CO_f} \wedge \vec{\Omega}_{\Re_f /\Re} \right)_{\Re} = \vec{\Omega}_{\Re_f /\Re} \wedge \left(k \ \vec{\Omega}_{\Re_f /\Re} \right)$$

Ainsi :

$$\vec{\Omega}_{\Re_f /\Re} \wedge \vec{V}_{O_f /\Re} + \vec{\Omega}_{\Re_f /\Re} \wedge \left(\overrightarrow{CO_f} \wedge \vec{\Omega}_{\Re_f /\Re} \right)_{\Re} = \vec{0}$$

En développant le double produit vectoriel, cette expression devient :

$$\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \vec{V}_{O_f/\Re} + \vec{\Omega}^2_{\Re_f/\Re}\ \overrightarrow{CO_f} - \left(\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \cdot \overrightarrow{CO_f} \right) \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} = \vec{0}$$

Où, par définition, les vecteurs $\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}$ et $\overrightarrow{CO_f}$ sont perpendiculaires. Aussi, leur produit scalaire est nul et la dernière partie de l'expression précédente devient nulle.

$$\left(\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \cdot \overrightarrow{CO_f} \right) \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} = \vec{0}$$

Il est alors possible d'écrire :

$$\left(\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \vec{V}_{O_f/\Re} + \vec{\Omega}^2_{\Re_f/\Re}\ \overrightarrow{CO_f} \right)_{\Re} = \vec{0}$$

La position du point C par rapport à O_f dans $\Re$ est finalement obtenue par l'expression suivante :

$$\boxed{\overrightarrow{O_f C} = \left(\frac{\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \vec{V}_{O_f/\Re}}{\vec{\Omega}^2_{\Re_f/\Re}} \right)_{\Re}}$$

Annexe 2 : Décomposition du torseur cinématique d'un segment du Sujet

Pour mieux comprendre l'organisation des mouvements du Sujet par rapport au FRM, il est utile de faire intervenir le référentiel du FRM ($\Re_f$). La vitesse de rotation du segment *j* dans $\Re$ est alors la somme des vitesses de rotation du châssis du FRM dans $\Re$ ($\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}$) et du segment dans $\Re_f$ ($\vec{\Omega}_{\Re_{Sj}/\Re_f}$).

$$\vec{\Omega}_{\Re_{Sj}/\Re} = \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} + \vec{\Omega}_{\Re_{Sj}/\Re_f}$$

En faisant intervenir l'origine O_f de $\Re_f$ dans la décomposition de la vitesse linéaire de G_j dans $\Re$, l'expression de $\vec{v}_{G_j/\Re}$ s'écrit :

$$\left(\vec{v}_{G_j}\right)_{\Re} = \vec{v}_{O_f/\Re} + \left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{O_f G_j}\right)_{\Re} \tag{165}$$

En utilisant les lois de composition des vitesses, la partie entre parenthèse est la somme de la vitesse linéaire de G_j dans $\Re_f$ et du produit vectoriel de $\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}$ et du vecteur $\overrightarrow{O_f G_j}$.

$$\left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{O_f G_j}\right)_{\Re} = \left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{O_f G_j}\right)_{\Re_f} + \left(\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \overrightarrow{O_f G_j}\right)_{\Re}$$

Ainsi, l'expression de $\vec{v}_{G_j/\Re}$ devient :

$$\left(\vec{v}_{G_j}\right)_{\Re} = \left(\vec{v}_{O_f/\Re} + \vec{v}_{G_j/\Re_f} + \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \overrightarrow{O_f G_j}\right)_{\Re}$$

Le torseur cinématique du segment *j* réduit à son centre de masse s'écrit alors :

$$\left\{T_c\right\}_{G_j}^{S_j/\Re}=\left\{\begin{array}{c}\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}+\vec{\Omega}_{\Re Sj/\Re_f}\\ \left(\vec{v}_{O_f/\Re}+\vec{v}_{G_j/\Re_f}+\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}\wedge\overrightarrow{O_fG_j}\right)_{\Re}\end{array}\right\}$$

Par ailleurs, puisque les mouvements du Sujet sont souvent mesurés et exprimés dans le référentiel du FRM, il apparaît intéressant de faire apparaître le centre de masse global du Sujet dans la décomposition précédente. Ainsi, en décomposant la partie entre parenthèses de l'expression (165) en faisait intervenir le centre de masse global du Sujet G_S, on obtient :

$$\left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{O_fG_j}\right)_{\Re}=\left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{O_fG_S}\right)_{\Re}+\left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{G_sG_j}\right)_{\Re}$$

En utilisant les lois de composition des vitesses en faisant intervenir le référentiel $\Re_f$, cette expression devient :

$$\left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{O_fG_j}\right)_{\Re}=\left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{O_fG_S}\right)_{\Re_f}+\left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{G_sG_j}\right)_{\Re_f}+\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}\wedge\left(\overrightarrow{O_fG_S}+\overrightarrow{G_SG_j}\right)$$

Où la dérivée par rapport au temps de $\overrightarrow{O_fG_S}$ dans $\Re_f$ représente la vitesse de G_S dans $\Re_f$. L'expression précédente se simplifie alors :

$$\left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{O_fG_j}\right)_{\Re}=\vec{v}_{G_S/\Re_f}+\left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{G_sG_j}\right)_{\Re_f}+\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}\wedge\overrightarrow{O_fG_j}$$

En intégrant cette décomposition dans l'expression (165) celle-ci devient :

$$\vec{v}_{G_j/\Re} = \vec{v}_{O_f/\Re} + \vec{v}_{G_S/\Re_f} + \left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{G_sG_j}\right)_{\Re_f} + \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \overrightarrow{O_fG_j}$$

Le torseur cinématique du segment *j* s'écrit alors :

$$\left\{T_c\right\}_{G_j \in \Re_{Sj}/\Re} = \left\{ \begin{array}{c} \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} + \vec{\Omega}_{\Re_{Sj}/\Re_f} \\ \vec{v}_{O_f/\Re} + \vec{v}_{G_S/\Re_f} + \left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{G_sG_j}\right)_{\Re_f} + \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \overrightarrow{O_fG_j} \end{array} \right\}$$

Où la partie entre parenthèses représente la vitesse du centre de masse du segment *j* dans le référentiel barycentrique du Sujet auquel il faut retirer le produit vectoriel de $\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re_S^*}$ (avec $\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re_S^*} = \vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}$) avec $\overrightarrow{G_sG_j}$.

$$\left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{G_sG_j}\right)_{\Re_f} = \left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{G_sG_j}\right)_{\Re_S^*} - \left(\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \overrightarrow{G_sG_j}\right)_{\Re}$$

Soit : $$\left(\frac{d}{dt}\overrightarrow{G_sG_j}\right)_{\Re_f} = \vec{v}_{G_j/\Re_S^*} - \left(\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re} \wedge \overrightarrow{G_sG_j}\right)_{\Re}$$

Annexe 3 : Détermination de la composante antéropostérieure de la force de réaction du sol sur les roues arrière.

Pour déterminer la composante antéropostérieure de la force de réaction du sol sur les roues arrière ($R_{x(sol\to 2)}$), l'ensemble des moments des efforts appliqués sur les roues arrière ont été réduits au point O_2, ce qui permet d'annuler les moments créés par le poids de la roue $\vec{P}_2$ et par la force appliquée par le châssis $\vec{F}_{(4\to 2)}$.

$$\sum \vec{M}_{O_2(\bar{2}\to 2)} = \overrightarrow{O_2A_{mc}} \wedge \vec{F}_{(S\to 2)} + \vec{M}_{A_{mc}(S\to 2)} + \vec{M}_{O_2(4\to 2)} + \overrightarrow{O_2Z_2} \wedge \vec{R}_{(sol\to 2)} + \vec{M}_{Z_2(sol\to 2)}$$

En décomposant le vecteur $\overrightarrow{O_2Z_2}$ en faisant intervenir le point I_2, le produit vectoriel de $\overrightarrow{O_2Z_2}$ avec $\vec{R}_{(sol\to 2)}$ s'écrit :

$$\overrightarrow{O_2Z_2} \wedge \vec{R}_{(sol\to 2)} = \overrightarrow{O_2I_2} \wedge \vec{R}_{(sol\to 2)} + \overrightarrow{I_2Z_2} \wedge \vec{R}_{(sol\to 2)}$$

En intégrant cette décomposition dans l'expression des moments, cette dernière devient :

$$\sum \vec{M}_{O_2(\bar{2}\to 2)} = \overrightarrow{O_2A_{mc}} \wedge \vec{F}_{(S\to 2)} + \vec{M}_{A_{mc}(S\to 2)} + \vec{M}_{O_2(4\to 2)} + \overrightarrow{O_2I_2} \wedge \vec{R}_{(sol\to 2)} + \underbrace{\overrightarrow{I_2Z_2} \wedge \vec{R}_{(sol\to 2)} + \vec{M}_{Z_2(sol\to 2)}}_{\vec{M}_{R2}}$$

Pour calculer $R_{x(sol\to 2)}$, il est nécessaire d'étudier la composante transversale de l'expression précédente. Il est alors nécessaire de développer les différents produits vectoriels de cette expression. Pour cela, il est pratique de les décomposer dans la base ($\vec{i}_f$, $\vec{j}_f$, $\vec{k}_f$) de $\Re_f$. En posant :

$$\overrightarrow{O_2A_{mc}} = \begin{pmatrix} x_{A_{mc}} \\ y_{A_{mc}} \\ z_{A_{mc}} \end{pmatrix}_{\Re_f} ; \vec{F}_{(S\to 2)} = \begin{pmatrix} F_{x(S\to 2)} \\ F_{y(S\to 2)} \\ F_{z(S\to 2)} \end{pmatrix}_{\Re_f} \quad \text{et} \quad \overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)} = \begin{pmatrix} M_{xA_{mc}(S\to 2)} \\ M_{yA_{mc}(S\to 2)} \\ M_{zA_{mc}(S\to 2)} \end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Le développement de la partie concernant l'action du Sujet sur la main courante s'écrit :

$$\overrightarrow{O_2A_{mc}} \wedge \vec{F}_{(S\to 2)} + \overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)} = \begin{pmatrix} x_{A_{mc}} \\ y_{A_{mc}} \\ z_{A_{mc}} \end{pmatrix}_{\Re_f} \wedge \begin{pmatrix} F_{x(S\to 2)} \\ F_{y(S\to 2)} \\ F_{z(S\to 2)} \end{pmatrix}_{\Re_f} + \begin{pmatrix} M_{xA_{mc}(S\to 2)} \\ M_{yA_{mc}(S\to 2)} \\ M_{zA_{mc}(S\to 2)} \end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Soit :

$$\overrightarrow{O_2A_{mc}} \wedge \vec{F}_{(S\to 2)} + \overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)} = \begin{pmatrix} y_{A_{mc}} F_{z(S\to 2)} - z_{A_{mc}} F_{y(S\to 2)} + M_{xA_{mc}(S\to 2)} \\ z_{A_{mc}} F_{x(S\to 2)} - x_{A_{mc}} F_{z(S\to 2)} + M_{yA_{mc}(S\to 2)} \\ x_{A_{mc}} F_{y(S\to 2)} - y_{A_{mc}} F_{x(S\to 2)} + M_{zA_{mc}(S\to 2)} \end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Où la troisième composante correspond au moment propulsif M_{prop}, :

$$M_{prop} = \left(x_{A_{mc}} F_{y(S\to 2)} - y_{A_{mc}} F_{x(S\to 2)} + M_{zA_{mc}(S\to 2)} \right)_{\Re_f}$$

En posant ensuite,

$$\overrightarrow{O_2I_2} = \begin{pmatrix} 0 \\ -r_2 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f} ; \vec{R}_{(sol\to 2)} = \begin{pmatrix} R_{x(sol\to 2)} \\ R_{N2} \\ R_{z(sol\to 2)} \end{pmatrix}_{\Re_f} \quad \text{et} \quad \overrightarrow{M}_{R2} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\lambda_2 R_{z(sol\to 2)} + \kappa_2 R_{N2} \\ \lambda_2 R_{N2} \end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Le développement de la partie concernant les actions du sol sur la roue s'écrit :

$$\overrightarrow{O_2I_2} \wedge \vec{R}_{(sol\to 2)} + \overrightarrow{M}_{R2} = \begin{pmatrix} 0 \\ -r_2 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f} \wedge \begin{pmatrix} R_{x(sol\to 2)} \\ R_{N2} \\ R_{z(sol\to 2)} \end{pmatrix}_{\Re_f} + \begin{pmatrix} 0 \\ -\lambda_2 R_{z(sol\to 2)} + \kappa_2 R_{N2} \\ \lambda_2 R_{N2} \end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Soit :

$$\overrightarrow{O_2I_2} \wedge \vec{R}_{(sol\to 2)} + \overrightarrow{M}_{R2} = \begin{pmatrix} -r_2 R_{z(sol\to 2)} \\ -\lambda_2 R_{z(sol\to 2)} + \kappa_2 R_{N2} \\ r_2 R_{x(sol\to 2)} + \lambda_2 R_{N2} \end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Enfin, étant donné les caractéristiques de la liaison entre le châssis et les roues arrière, la composante transversale de $\overrightarrow{M}_{O_2(4\to 2)}$ est nulle. Suivant la direction transversale, le bilan des moments externes aux roues arrière réduits en O_2 s'écrit :

$$\sum M_{z_{O_2}(\bar{2}\to 2)} = M_{prop} + r_2 R_{x(sol\to 2)} + \lambda_2 R_{N2}$$

Par ailleurs, cette expression est égale à la composante transversale du moment dynamique ($\delta_{zO_2}(2/\Re_f)$) qui ne comprend qu'une composante de rotation des roues sur elles-mêmes.

$$\delta_{zO_2}(2/\Re_f) = M_{prop} + r_2 \; R_{2x} + \lambda_2 R_{N2}$$

D'où il est possible d'extraire R_{2x} :

$$\boxed{\left(R_{x(sol\to 2)}\right)_{\Re} = \left(-\frac{M_{prop} + \lambda_2 R_{N2}}{r_2} + \frac{\delta zO_2(2/\Re_f)}{r_2}\right)_{\Re(\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f)}}$$

Annexe 4 : Coordonnées et matrices de passage particulières.

Pour réaliser les différents calculs de ce travail, les coordonnées des différents des origines des différents capteurs doivent être connues ainsi que les matrices de transfert. Celles-ci sont décrites au tableau-ci-dessous :

Nom	Description	Coordonnées
O_{2G}	Origine du dynamomètre de la roue gauche	$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -0,300 \end{pmatrix}_{\Re_f}$
O_{2D}	Origine du dynamomètre de la roue droite	$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0,300 \end{pmatrix}_{\Re_f}$
O_S	Origine du dynamomètre du siège	$\begin{pmatrix} -0,017 \\ 0,155 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f}$
$R^{\Re_f}_{\Re_S}$	Matrice de passage de la base du dynamomètre du siège à celle de $\Re_f$	$\begin{bmatrix} \cos(0,032) & -\sin(0,032) & 0 \\ \sin(0,032) & \cos(0,032) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$
O_a	Origine de l'accéléromètre	$\begin{pmatrix} -0,170 \\ -0,050 \\ 0,020 \end{pmatrix}_{\Re_f}$

Tableau 18 : Coordonnées des origines des dynamomètres et de l'accéléromètre dans le référentiel dy FRM et matrice de passage de la base du référentiel du dynamomètre du siège à celle du référentiel du FRM.

Annexe 5 : Propriétés inertielles du FRET-1

Pour déterminer les propriétés inertielles du FRET-1, celui-ci à été modélisé à partir d'éléments géométrique simples tels que des cylindres, des parallépipèdes et de tores, plein ou partiellement évidé, et dont les propriétés inertielles étaient facilement accessibles. Beaucoup de ces éléments étaient en métal et il a été choisi d'utiliser une masse volumique de 7833 kg/m^3 pour l'acier et de 2707 kg/m^3 pour l'aluminium.

L'ensemble {Châssis + Siège}

Le cadre du FRET-1 (Figure 91) a été modélisé à l'aide de quatorze cylindres en acier de 2,5 cm de diamètre externe et de 2,5mm d'épaisseur. Il était composé de quatre tubes verticaux, de huit tubes horizontaux dont quatre selon la direction antéropostérieure et quatre selon la direction transversale du FRET-1, ainsi que de deux tubes en diagonale dans le plan transversal du FRET-1.

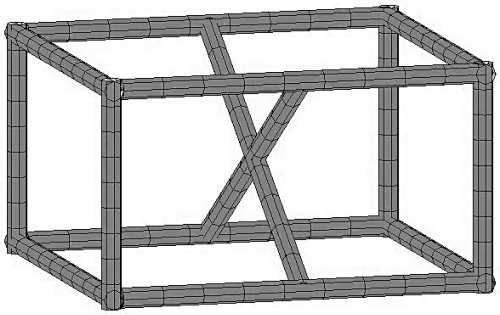


Figure 91 : Représentation du modèle du châssis du FRET-1.

L'armature du siège (Figure 92) a été modélisée à l'aide de vingt-deux cylindres en acier de 2,8 cm de diamètre et de 3,0 mm d'épaisseur, ainsi que par deux plaques d'acier de dimension 20×5×0,8 cm (l×L×H) permettant la fixation du siège sur le dynamomètre destiné à mesurer les efforts appliqués par le Sujet sur le siège.

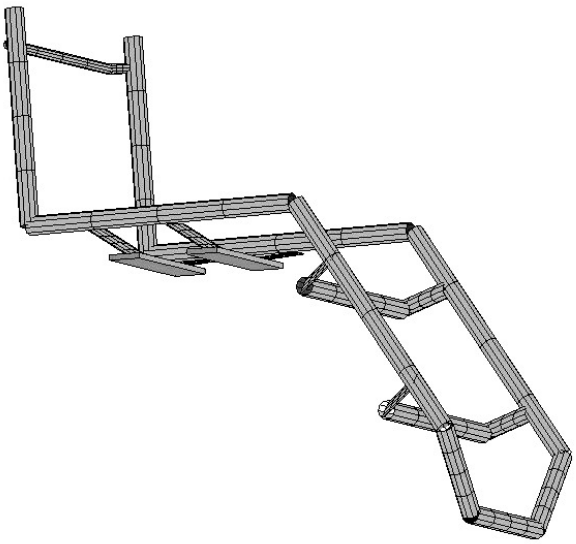


Figure 92 : Représentation du modèle de l'armature du siège du FRET-1

Le dossier et l'assise ont été modélisés par des parallépipèdes rectangles de 41×28×0,5 cm (l×L×H) pour le dossier et de 41×35×0,5cm pour l'assise. La composition du dossier et de l'assise étant à base de dérivés de matière plastique, la masse volumique de ces éléments a été arbitrairement choisie à 1000 $kg.m^{-3}$ qui correspondait à l'ordre de grandeur des masses volumiques des matières plastiques (Polyéthylène : 920 $kg.m^{-3}$; Nylon 6,6 : 1120 $kg.m^{-3}$; Polyuréthane : 1210 $kg.m^{-3}$).

Le dynamomètre placé sous le siège a été modélisé à l'aide de deux plaques d'aluminium de 30×30×1 cm (l×L×H) et de trois petits parallépipèdes en acier représentant les trois capteurs de force bidirectionnels placés entre les deux plaques l'aluminium. Ces trois parallépipèdes de 4×5×1,5 cm (l×L×H) étaient espacé de 120° chacun par rapport au centre géométrique des plaques.

Le boitier d'acquisition et le mini-PC ont été modélisés par deux parallépipèdes pleins et homogènes de dimension 30×20×6 cm (l×L×H) pour le boitier de

l'électronique du FRET et de 25×21×1 cm (l×L×H) pour le mini-PC et dont les masses volumiques ont été déterminées de manière à ce que les masses soit égale à 2,2 kg et 1,5 kg, respectivement.

A partir de ce modèle, la masse totale de l'ensemble {châssis + Siège} était égale à 29,87 kg. Le centre de masse de l'ensemble {châssis + siège} avait pour coordonnées dans $\Re_f$:

$$G_4 = \begin{pmatrix} 0,166 \\ 0,089 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Exprimé en $G_{\{C+S\}}$ et dans la base ($\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f$), le tenseur d'inertie de l'ensemble {châssis + siège} était :

$$J_4 = \begin{bmatrix} 1,241 & -0,370 & 0,002 \\ -0,370 & 1,782 & 0 \\ 0,002 & 0 & 1,943 \end{bmatrix}_{G_4/\Re_f}$$

Les roues arrière

Chaque roue arrière était composée de son axe de rotation, de rayons, d'une jante et d'un pneu. L'axe de rotation a été modélisé par un cylindre plein de 5 cm de diamètre et de 10cm de hauteur mais dont la masse volumique a été choisie deux fois inférieure à celle de l'acier. Les rayons, au nombre de quarante huit, ont été modélisés par des fins cylindres d'acier de 1 mm de diamètre et 27,3 cm de hauteur. La jante à été modélisée à l'aide de trois cylindres d'acier représentant le fond de jante et les deux parties latérales. Le fond de jante à été modélisé par un cylindre de 27,3 cm de rayon extérieur, de 1 mm d'épaisseur et de 3 cm de hauteur. Les parties latérales étaient identiques entre elles, et

de 28,1 cm de rayon extérieur, de 8 mm d'épaisseur et 1 mm de hauteur. Le pneu a été modélisé par un tore creux de rayon interne 27,3 cm et de rayon externe 30,5 cm. L'épaisseur de gomme a été considérée égale à 0,5 cm et la masse volumique du la gomme a été choisie égale à 360 $kg.m^{-3}$; ce qui correspond à une densité classique de pneu en caoutchouc.

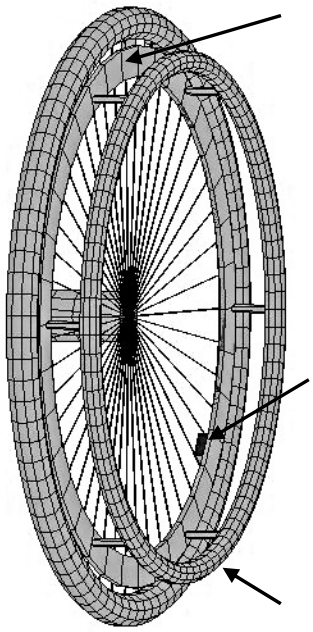


Figure 93 : Représentation du modèle de la roue arrière et du dynamomètre de main courante.

Chaque dynamomètre de main courante a été modélisé par cinq éléments distincts : trois capteurs de force, une main courante et un anneau de liaison entre les capteurs et la roue (Figure 93). Les capteurs de forces ont été modélisés par des parallépipèdes en acier de dimensions 1,5×2,5×3 cm (l×L×H) et dont la partie la plus centrale était située à une distance de 24,0 cm du centre de la roue. Les trois parallépipèdes ont été espacé de 120° chacun autour de l'axe de rotation. L'anneau de liaison a été modélisé par un cylindre en aluminium de 26,3 cm de rayon externe, de 3 cm d'épaisseur et d'une

hauteur de 0,6 cm. La main courante a quant à elle été modélisée par un tore creux en acier de 26,3 cm de rayon externe, de 24,1 cm de rayon interne et dont l'épaisseur de métal était de 1,5 mm.

A partir de modèle de la roue et du dynamomètre de la main courante, la masse de chacune des roues arrière était de 3,79 kg. Leurs centres de masse étaient, qui étaient immobiles dans $\Re_f$, ont été exprimés dans ce référentiel où seules leurs coordonnées transversales n'étaient pas nulles :

$$G_{2G} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -0,305 \end{pmatrix}_{\Re_f} \quad \text{et} \quad G_{2D} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0,305 \end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Leurs tenseurs d'inertie ont été réduits à leurs centres de masse respectifs et compte-tenu des propriétés de symétrie des roues, ces tenseurs ont été directement exprimés dans la base ($\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f$) de $\Re_f$.

$$J_{2G} = \begin{bmatrix} 0,111 & 0 & 0 \\ 0 & 0,111 & 0 \\ 0 & 0 & 0,160 \end{bmatrix}_{G_{2G}/\Re_f}$$

et

$$J_{2D} = \begin{bmatrix} 0,111 & 0 & 0 \\ 0 & 0,111 & 0 \\ 0 & 0 & 0,160 \end{bmatrix}_{G_{2D}\in\Re_f}$$

Les roulettes avant

Les roulettes avant ont été modélisées chacune par un cylindre plein et homogène de 14 cm de diamètre et de 3 cm de hauteur. Leur masse volumique a été déterminée de

manière à ce que la masse du modèle soit égale à leur masse réelle, préalablement mesurée (de Saint Rémy, 2005 [96]), et qui était de 320 g chacune. Les positions de leurs centres de masse étaient situés aux points O_{1G} et O_{1D} qui sont les origines de leurs référentiels respectifs ($\Re_{1G}$ et $\Re_{1D}$).

$$G_{1G} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_{1G}} \qquad \text{et} \qquad G_{1D} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_{1D}}$$

Leurs tenseurs d'inertie ont été définis dans les bases $(\vec{i}_{1G}, \vec{j}_{1G}, \vec{k}_{1G})$ et $(\vec{i}_{1D}, \vec{j}_{1D}, \vec{k}_{1D})$, respectivement, et réduits à leurs centre de masse :

$$J_{1G} = \begin{bmatrix} 0,0004 & 0 & 0 \\ 0 & 0,0004 & 0 \\ 0 & 0 & 0,0008 \end{bmatrix}_{G_{1G}/\Re_{1G}}$$

et

$$J_{1D} = \begin{bmatrix} 0,0004 & 0 & 0 \\ 0 & 0,0004 & 0 \\ 0 & 0 & 0,0008 \end{bmatrix}_{G_{1D}/\Re_{1D}}$$

Par ailleurs, les tenseurs d'inertie dans les bases $(\vec{i}_{3G}, \vec{j}_{3G}, \vec{k}_{3G})$ et $(\vec{i}_{3D}, \vec{j}_{3D}, \vec{k}_{3D})$ des fourchettes avant, respectivement, et lesquels les roulettes tournent autour des axes transversaux (axes de rotation), sont identiques à ceux exprimés dans les bases $(\vec{i}_{1G}, \vec{j}_{1G}, \vec{k}_{1G})$ et $(\vec{i}_{1D}, \vec{j}_{1D}, \vec{k}_{1D})$, en raison de la symétrie des roues autour des axes z_{1G} et z_{1D}.

Les fourchettes avant

Les fourchettes avant ont chacune été modélisées par une plaque d'acier de dimensions 5,0×12,6×1,0 cm (l×L×H). Leurs masses a ainsi été estimée à 0,49 kg chacune et les positions de leurs centres de masse dans les référentiels $\Re_{3G}$ et $\Re_{3D}$ est donnée par :

$$G_{3G} = \begin{pmatrix} -0,049 \\ -0,047 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_{3G}} \quad \text{et} \quad G_{3D} = \begin{pmatrix} -0,049 \\ -0,047 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_{3D}}$$

Leurs tenseurs d'inertie, exprimés dans les bases de $\Re_{3G}$ et $\Re_{3D}$ et réduits à leurs centres de masses respectifs, étaient :

$$J_{3G} = \begin{bmatrix} 0,001 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,001 \end{bmatrix}_{G_{3G}/\Re_{3G}}$$

et

$$J_{3D} = \begin{bmatrix} 0,001 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,001 \end{bmatrix}_{G_{3D}\in\Re_{3D}}$$

Le FRET-1

Le modèle inertiel du FRET-1 a permis d'estimer sa masse totale à 39,07 kg. La position de son centre de masse global a été déterminée dans une position de référence (Figure 29) où les référentiels des fourchettes avant ($\Re_{3G}$ et $\Re_{3D}$) étaient parallèles et

de même sens que $\Re_f$, correspondant à la position d'un déplacement rectiligne vers l'avant :

$$G_f = \begin{pmatrix} 0,141 \\ 0,060 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Cas particulier du FRET-1 sans le dossier

Pour les besoins de cette étude, il a été nécessaire d'ôter la toile du dossier du FRET-1 afin que les marqueurs positionnés sur le dos du Sujet soient visibles par les caméras (cf. § 2.2.2). Aussi, les propriétés inertielles de l'ensemble {châssis + siège} ont été recalculées sans le dossier. Ainsi, la masse de l'ensemble {châssis + siège} était égale à 28,72 kg tandis que la position du centre de masse dans $\Re_f$ et le tenseur d'inertie réduit à $G_{\{C+S\}}$ étaient égaux à :

$$G_4 = \begin{pmatrix} 0,174 \\ 0,077 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f} \qquad J_4 = \begin{bmatrix} 1,111 & -0,293 & 0,002 \\ -0,293 & 1,714 & 0 \\ 0,002 & 0 & 1,773 \end{bmatrix}_{G_4/\Re_f}$$

La masse totale du FRET-1 sans le dossier était alors de 37,92 kg et la position du centre de masse, dans la position de référence où $\Re_{3G}$, $\Re_{3D}$ et $\Re_f$ ont la même base, était :

$$G_f = \begin{pmatrix} 0,142 \\ 0,048 \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Annexe 6 : Analyse bibliographique des paramètres inertiels segmentaires du Sujet.

La détermination des paramètres inertiels segmentaires (PIS) de l'être humain a débuté à la fin du 17ème siècle où Borelli (1960) [29] détermina le centre de masse global d'un Sujet allongé sur un plateau en déplaçant ce plateau par rapport à un axe de bascule. Presque deux siècles plus tard, Harless (1860) [155,156] détermina les centres de masse segmentaires suivant l'axe longitudinal ainsi que les densités de segments prélevés sur des cadavres. Bernstein *et al.* (1931) [18] proposèrent une méthode *in-vivo* pour déterminer les positions des centres de masse segmentaires, en se basant sur la mesure de la force de réaction du sol pour différentes positions du Sujet. Enfin, Weinbach (1938) [342] estima les moments principaux d'inertie des segments à partir de la technique de la photogrammétrie.

De nombreux modèles sont aujourd'hui disponibles dans la littérature et dont les résultats peuvent varier de près de 70% pour certains paramètres, comme les moments principaux d'inertie des pieds, par exemple (Capozzo et Berme, 1990 [44] ; Kingma *et al.*, 1996 [184] ; Pearsall et Costigan, 1999 [240]). Aussi, la détermination des PIS est considérée par certains auteurs comme la cause majeure des erreurs sur les calculs biomécaniques [240] tels que les moments articulaires [184, 249] ou la position du centre de masse global du Sujet [201].

Pour déterminer les PIS du Sujet, la méthode la plus valide du point de vue scientifique est de les mesurer. Pour cela, Dempster (1955) [99], Clauser *et al.* (1969) [52] et Chandler *et al.* (1975) [45] ont mesuré la masse, les centres de masses et les moments principaux d'inertie sur 8, 13 et 6 cadavres, respectivement. Depuis, d'autres

méthodes, basées sur l'utilisation de matériels d'imagerie médicale, ont été développées pour mesurer ces paramètres *in vivo* : radiographie à rayon gamma (Zatsiorsky et Seluyanov, 1983 [356]), imagerie à résonance magnétique (Martin *et al.*, 1989 [216]), tomographie (Erdmann, 1991 [118]) et, plus récemment, une technique par double radiographie par rayon X (Durkin *et al.*, 2002 [116]) mais qui est contestée au profit d'une triple voire quadruple radiographie par rayon X (Zatsiorsky, 2003 [358]). La détermination de ces paramètres nécessite l'utilisation de matériels d'imagerie médicale dont peu de laboratoires peuvent se doter. Par ailleurs, la radioactivité associée aux techniques de radiographie et de tomographie ne favorise pas leur utilisation.

Suivant une autre approche, les scientifiques ont cherché à estimer les PIS du Sujet à partir de modèles mathématiques plus ou moins complexes. Il est possible de distinguer les modèles anthropométriques proportionnels et les modèles anthropométriques géométriques (Begon et Lacouture, 2005 [15]). Kroemer *et al.* (1988) [189] distinguent également un troisième type, basé sur la détermination précise des volumes segmentaires et qualifié de modèles anthropométriques 3D.

Les modèles anthropométriques proportionnels, introduits dès la fin du 19ème siècle par Braune et Fischer (1889) [35] sont des modèles mathématiques où les PIS sont calculés à partir de coefficients de proportionnalité (généralement rassemblés dans des tableaux) en référence à une ou plusieurs grandeurs physiques comme la taille des segments ou la masse totale de l'individu. Ces coefficients ont été calculés à l'aide de régressions statistiques à partir des PIS mesurés sur un échantillon de population. L'avantage de ces modèles est qu'ils sont faciles à utiliser et les plus connus sont ceux de Winter (1990) [344] et de Zatsiorsky et Seluyanov (1983) [356]. Cependant, leur inconvénient est que les PIS calculés à partir des tables anthropométriques sont fonction

de la population sur laquelle ces PIS ont été mesurés. Ainsi, le modèle de Winter (1990) [344] fait référence aux données de Dempster (1955) [99] et de Miller et Nelson (1973) [221] sur des cadavres de sujets âgés de type caucasien tandis qu'il s'agissait de jeunes étudiants de type caucasiens pour Zatsiorsky et Seluyanov (1983, 1985) [356, 357]. De la même façon, les données de Clauser *et al.* (1969) [52] et de McConville *et al.* (1980) [218] font référence à une population de soldats américains.

Les modèles anthropométriques géométriques, apparus à la fin du 19ème siècle (von Meyer, 1863) [339] modélisent le corps humain en un ensemble de solides de formes géométriques simples dont le calcul des paramètres inertiels est aisé. Ainsi, Whitsett (1962) [343], à partir du modèle de Simmon et Gardner (1960) [280], modélisa le Sujet en 14 segments représentés par des sphères, ellipses, cylindres, cônes tronqués et parallélépipèdes rectangles (Figure 94). Les masses, centres de masses et moment principaux d'inertie des segments ont été calculés à partir des données de Dempster (1955) [99] et de Barter (1957) [12] en supposant que la densité segmentaire était homogène. Par la suite, Hanavan (1964) [153], Jensen (1978) [165] et Hatze (1979,1980) [157, 158] proposèrent des modèles plus complexes avec une segmentation du corps humain en 15, 16 et 17 solides, respectivement, et nécessitant un nombre de mesures pouvant atteindre 246 par Sujet pour le modèle de Hatze (1980) [158]. Contrairement aux modèles proportionnels, les modèles géométriques permettent d'appréhender les volumes segmentaires mais ils font référence à des données mesurées sur une population particulière (Harless, 1860 [155] ; Dempster, 1955 [99] ; Bjornstrup, 1996 [21], Erdmann, 1997 [119]) et reposent sur des hypothèses concernant les densités segmentaires, pouvant entraîner des erreurs importantes, notamment sur la masse et les moments d'inertie.

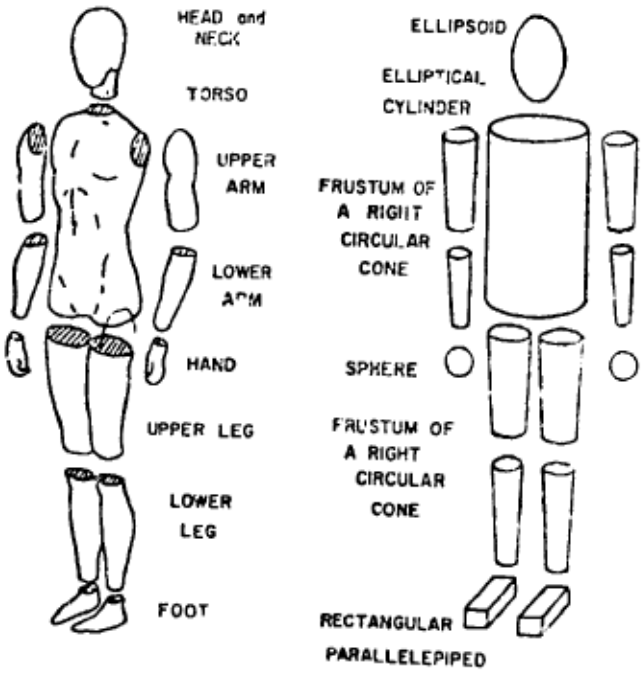


Figure 94 : Modèle anthropométrique géométrique. (Kroemer et al. (1988) [189] *à partir de Whitsett (1962)* [343]*).*

Comme les modèles géométriques étaient basés sur une approximation grossière des volumes segmentaires, d'autres méthodes ont été développées pour estimer les PIS à partir des formes et des volumes précis des segments. Bien qu'ils soient dénommés modèles anthropométriques 3-D par Kroemer *et al.* (1988) [189], ces modèles pourraient également être qualifiés de modèles anthropométriques volumiques. Ainsi, McConville *et al.* (1980) [218] et Young *et al.* (1983) [354] ont utilisé la technique de la stéréophotogrammétrie pour estimer les PIS des sujets. Plus récemment, l'utilisation d'un scanner tridimensionnel de surface (Dannen & van de Walter, 1998 [86] ; Norton *et al.*, 2002 [235]) ou la détermination du profil corporel à l'aide de potentiomètres (Shan et Bohn, 2003 [276]) ont été utilisé pour déterminer les volumes segmentaires. Cependant,

à l'image des modèles géométriques, ces méthodes nécessitent de faire l'hypothèse des valeurs et de l'homogénéité des densités des volumes mesurés.

La comparaison des résultats des paramètres inertiels issus de modèles anthropométriques proportionnels et de modèles anthropométriques géométriques a montré des différences importantes [44, 184, 240], sans que la supériorité d'un type de modèle sur l'autre n'ait pu être établie et dépendait du mouvement étudié et de sa rapidité d'exécution [184, 249].

L'analyse des modèles anthropométriques d'estimation des PIS du Sujet montre que quel que soit le modèle choisi (proportionnel, géométrique, volumique), les densités segmentaires sont supposées égales à celle utilisées pour définir le modèle. Ainsi, par exemple, Harless (1860) [155], McConville *et al.* (1980) [218] et Young *et al.* (1983) [354] ont utilisé une densité identique pour tous les segments du corps. Cependant, Harless utilisait une densité de 1066 kg/m^3 tandis que McConville *et al.* et Young *et al.* ont utilisé une densité de 1000 kg/m^3. Bjornstrup (1996) [21], quant à lui, a montré que la densité segmentaire moyenne était différente entre les segments et variait entre 1053 et 1100 kg/m^3 pour le bras et l'avant bras respectivement. Par ailleurs, Erdmann (1997) [119] a mesuré des écarts de densité importants entre les parties supérieure (908 kg/m^3), moyenne (1043 kg/m^3) et inférieure (1077 kg/m^3) du tronc, démontrant que la répartition de la masse du tronc ne pouvait pas être considérée homogène sur l'ensemble du tronc. Les nombreuses études menées sur les PIS ont également montré des différences en fonction de l'âge [2, 166, 239], du sexe [276], de l'origine ethnique [48, 164, 234, 237, 276] et du type d'activité physique [243, 357]. Par conséquent, le choix du modèle

anthropométrique doit tenir compte de la population de référence qui a permis de définir les propriétés du modèle.

Par ailleurs, la segmentation du corps humain est souvent différente entre les modèles, notamment entre ceux dont les données d'entrées ont été mesurées sur des cadavres (Dempsters, 1955 [99] ; Clauser *et al.*, 1969 [52] ; Chandler *et al.*, 1975 [45]) et ceux dont les mesures ont été réalisées *in-vivo* (Zatsiorsky et Seluyanov, 1983 [356]). Ainsi, par exemple, pour Zatsiorsky et Seluyanov, l'extrémité proximale de la cuisse est située au centre d'une coupe transversale au niveau du grand trochanter, tandis que les études réalisées sur les cadavres la situent au niveau de l'articulation coxo-fémorale. Ces segmentations différentes se traduisent par des différences importantes dans les masses des segments qu'il n'est alors pas possible de comparer. Ainsi, Kingma *et al.* (1996) [184] ont obtenu une différence de 90% pour la masse du pelvis entre le modèle de Plagenhoef (1983) [243] et celui de Yeadon (1990) [353]. De plus, les plans de coupe n'ont pas toujours été rapportés, créant un biais méthodologique dans la comparaison des résultats des différents modèles. Dans tous les cas, le système d'axes dans lequel est défini le segment est souvent lié à son anatomie et généralement différent de celui du système d'étude du mouvement du segment, tel que celui recommandé par l'ISB (Wu *et al.*, 2002, 2005 [349, 350]) qui définit les référentiels segmentaires à partir des centres articulaires segmentaires. Toutefois, les adaptations de De Leva (1996) [92] à partir du modèle de Zatsiorsky et Seluyanov (1983) [356] et celles de Dumas *et al.* (2007a,b) [112, 113] à partir des modèles de McConville *et al.*, (1980) [218], pour les hommes, et de Young *et al.* (1983) [354], pour les femmes, permettent de convertir les PIS issus de leurs modèles de référence dans le système d'axes de l'ISB.

Annexe 7 : Définition des référentiels segmentaires du Sujet.

L'ensemble des référentiels segmentaires du Sujet, définis dans les paragraphes qui suivent, sont représentés à la Figure 30 (cf. page 158).

Le pelvis

Le segment central du modèle anthropométrique est le pelvis auquel est associé le repère $\Re_{PV}$ de base ($\vec{i}_{PV}, \vec{j}_{PV}, \vec{k}_{PV}$) et où :

- L'origine O_{PV} est le centre articulaire lombaire ;
- L'axe y_{PV} est orienté par le vecteur unitaire $\vec{j}_{PV}$ qui est normal au plan contenant les deux épines iliaques antérosupérieures et le point médian entre les deux épines iliaques postérosupérieures, et qui est dirigé vers le haut ;
- L'axe z_{PV} est dirigé par le vecteur unitaire $\vec{k}_{PV}$, orienté par le vecteur joignant l'épine iliaque antérosupérieure gauche à l'épine iliaque antérosupérieure droite ;
- L'axe x_{PV} est dirigé par $\vec{i}_{PV}$, défini par le produit vectoriel des vecteurs unitaires des deux autres axes : $\vec{i}_{PV} = \vec{j}_{PV} \wedge \vec{k}_{PV}$ et qui est dirigé vers l'avant.

Bien que la base ($\vec{i}_{PV}, \vec{j}_{PV}, \vec{k}_{PV}$) de $\Re_{PV}$ corresponde aux recommandations de Wu *et al.* (2002) [349], ce n'est cependant pas le cas de l'origine puisque ces auteurs la situent au niveau de l'un ou l'autre des centres articulaires des hanches. Cependant, cette différence n'a pas d'influence sur les résultats obtenus dans la présente étude.

Les cuisses

Les référentiels $\Re_{CUG}$ et $\Re_{CUD}$ de bases ($\vec{i}_{CUG}, \vec{j}_{CUG}, \vec{k}_{CUG}$) et ($\vec{i}_{CUD}, \vec{j}_{CUD}, \vec{k}_{CUD}$) ont été associés aux cuisses gauche et droite, respectivement, et où :

- Les origines O_{CUG} et O_{CUD} sont les centres articulaires des hanches gauche et droite, respectivement ;

- Les axes y_{CUG} et y_{CUD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{j}_{CUG}$ et $\vec{j}_{CUD}$, respectivement, et qui sont orienté par les vecteurs qui joignent les centres articulaires des genoux à ceux des hanches ;

- Les axes x_{CUG} et x_{CUD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{i}_{CUG}$ et $\vec{i}_{CUD}$, respectivement, qui sont normaux aux plans contenants les centres articulaires des hanches et les épicondyles médiaux et latéraux des fémurs et qui sont dirigés vers l'avant du segment ;

- Les axes z_{CUG} et z_{CUD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{k}_{CUG}$ et $\vec{k}_{CUD}$, respectivement, et qui sont définis par les produits vectoriels des vecteurs unitaires des deux autres axes : $\vec{k}_{CUG} = \vec{i}_{CUG} \wedge \vec{j}_{CUD}$ et $\vec{k}_{CUD} = \vec{i}_{CUD} \wedge \vec{j}_{CUD}$.

Les jambes

Les référentiel $\Re_{JAG}$ et $\Re_{JAD}$ de bases $(\vec{i}_{JAG}, \vec{j}_{JAG}, \vec{k}_{JAG})$ et $(\vec{i}_{JAD}, \vec{j}_{JAD}, \vec{k}_{JAD})$ ont été associés aux jambes gauche et droite, respectivement, et où :

- Les origines O_{JAG} et O_{JAD} sont les centres articulaires des genoux gauche et droit, respectivement ;

- Les axes y_{JAG} et y_{JAD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{j}_{JAG}$ et $\vec{j}_{JAD}$, respectivement, et qui sont orientés par les vecteurs qui joignent les centres articulaires des chevilles à ceux des genoux ;

- Les axes x_{JAG} et x_{JAD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{i}_{JAG}$ et $\vec{i}_{JAD}$, respectivement, qui sont normaux aux plans contenants les centres articulaires des genoux et des chevilles ainsi que les têtes fibulaires, et qui sont dirigés vers l'avant du segment ;

- Les axes z_{JAG} et z_{JAD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{k}_{JAG}$ et $\vec{k}_{JAD}$, respectivement, et qui sont définis par les produits vectoriels des vecteurs unitaires des deux autres axes : $\vec{k}_{JAG} = \vec{i}_{JAG} \wedge \vec{j}_{JAG}$ et $\vec{k}_{JAD} = \vec{i}_{JAD} \wedge \vec{j}_{JAD}$.

Les pieds

Les référentiels $\Re_{PIG}$ et $\Re_{PID}$ de bases $(\vec{i}_{PIG}, \vec{j}_{PIG}, \vec{k}_{PIG})$ et $(\vec{i}_{PID}, \vec{j}_{PID}, \vec{k}_{PID})$ ont été associés aux pieds gauche et droit, respectivement, et où :

- Les origines O_{PIG} et O_{PID} sont les centres articulaires des chevilles gauche et droite, respectivement ;
- Les axes x_{PIG} et x_{PID} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{i}_{PIG}$ et $\vec{i}_{PID}$, respectivement, et qui sont orienté par les vecteurs qui joignent les calcanéums aux points médians entre les têtes des 1er et 5ème métatarsiens ;
- Les axes y_{PIG} et y_{PID} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{j}_{PIG}$ et $\vec{j}_{PID}$, respectivement, qui sont normaux aux plans contenants les calcanéums et les têtes de 1er et 5ème métatarsiens, et qui pointent vers le haut ;
- Les axes z_{PIG} et z_{PID} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{k}_{PIG}$ et $\vec{k}_{PID}$, respectivement, et qui sont définis par les produits vectoriels des vecteurs unitaires des deux autres axes : $\vec{k}_{PIG} = \vec{i}_{PIG} \wedge \vec{j}_{PIG}$ et $\vec{k}_{PID} = \vec{i}_{PID} \wedge \vec{j}_{PID}$.

Le tronc

Le référentiel $\Re_{AB}$ de base $(\vec{i}_{AB}, \vec{j}_{AB}, \vec{k}_{AB})$ a été associé à la partie abdominale du tronc, et où :

- L'origine O_{AB} est le centre articulaire thoracique ;

- L'axe y_{AB} est dirigé par le vecteur unitaire $\vec{j}_{AB}$ qui est orienté par le vecteur qui joint le centre articulaire lombaire au centre articulaire thoracique ;

- L'axe z_{AB} est dirigé par le vecteur unitaire $\vec{k}_{AB}$ qui est orienté par le vecteur résultant du produit vectoriel de $\vec{j}_{AB}$ avec le vecteur joignant le centre articulaire lombaire à la 8ème vertèbre thoracique ;

- L'axe x_{AB} est dirigé par le vecteur unitaire $\vec{i}_{AB}$ qui est dirigé vers l'avant du segment et qui est défini le produit vectoriel des vecteurs unitaires des deux autres axes : $\vec{i}_{AB} = \vec{j}_{AB} \wedge \vec{k}_{AB}$.

Le référentiel $\Re_{TH}$ de base $(\vec{i}_{TH}, \vec{j}_{TH}, \vec{k}_{TH})$ a été associé à la partie thoracique du tronc, et où :

- L'origine O_{TH} est le centre articulaire cervical ;

- L'axe y_{TH} est dirigé par le vecteur unitaire $\vec{j}_{TH}$ qui est dirigé par le vecteur qui joint le centre articulaire thoracique au centre articulaire cervical ;

- L'axe z_{TH} est dirigé par le vecteur unitaire $\vec{k}_{TH}$ qui est orienté par le vecteur résultant du produit vectoriel de $\vec{j}_{TH}$ avec le vecteur joignant le centre articulaire thoracique à la 7ème vertèbre cervicale ;

- L'axe x_{TH} est dirigé par le vecteur unitaire $\vec{i}_{TH}$ qui est défini par le produit vectoriel des vecteurs unitaires des deux autres axes : $\vec{i}_{TH} = \vec{j}_{TH} \wedge \vec{k}_{TH}$.

La tête et le cou

Le référentiel $\Re_{TC}$ de base $(\vec{i}_{TC}, \vec{j}_{TC}, \vec{k}_{TC})$ a été associé à l'ensemble {tête + cou}, et où :

- L'origine O_{TC} est le centre articulaire cervical, c'est-à-dire que les référentiels $\Re_{TH}$ et $\Re_{TC}$ ont la même origine ;

- L'axe y_{TC} est dirigé par le vecteur unitaire $\vec{j}_{TC}$ qui est orienté par le vecteur qui joint le centre articulaire cervical au vertex de la tête ;

- L'axe z_{TC} est dirigé par le vecteur unitaire $\vec{k}_{TC}$ qui est normal au plan contenant le centre articulaire cervical, le vertex de la tête et le sellion, et qui est dirigé vers la droite ;

- L'axe x_{TC} est dirigé par le vecteur unitaire $\vec{i}_{TC}$ qui est défini par le produit vectoriel des vecteurs unitaires des deux autres axes : $\vec{i}_{TC} = \vec{j}_{TC} \wedge \vec{k}_{TC}$.

Les bras

Les référentiels $\Re_{BRG}$ et $\Re_{BRD}$ de bases ($\vec{i}_{BRG}, \vec{j}_{BRG}, \vec{k}_{BRG}$) et ($\vec{i}_{BRD}, \vec{j}_{BRD}, \vec{k}_{BRD}$) ont été associés aux bras gauche et droit, respectivement, et où :

- Les origines O_{BRG} et O_{BRD} sont les centres articulaires des épaules gauche et droite, respectivement ;

- Les axes y_{BRG} et y_{BRD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{j}_{BRG}$ et $\vec{j}_{BRD}$, respectivement, qui sont orientés par les vecteurs qui joignent les centres articulaires des coudes à ceux des épaules ;

- Les axes x_{BRG} et x_{BRD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{i}_{BRG}$ et $\vec{i}_{BRD}$, respectivement, qui sont normaux aux plans contenants les centres articulaires des épaules et les épicondyles médiaux et latéraux des humérus, et qui sont dirigés vers l'avant du segment ;

- Les axes z_{BRG} et z_{BRD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{k}_{BRG}$ et $\vec{k}_{BRD}$, respectivement, qui sont définis par les produits vectoriels des vecteurs unitaires des deux autres axes : $\vec{k}_{BRG} = \vec{i}_{BRG} \wedge \vec{j}_{BRG}$ et $\vec{k}_{BRD} = \vec{i}_{BRD} \wedge \vec{j}_{BRD}$.

Les avants bras

Les référentiels $\Re_{AVBG}$ et $\Re_{AVBD}$ de bases ($\vec{i}_{AVBG}, \vec{j}_{AVBG}, \vec{k}_{AVBG}$) et ($\vec{i}_{AVBD}, \vec{j}_{AVBD}, \vec{k}_{AVBD}$) ont été associés aux avant-bras gauche et droit, respectivement, et où :

- Les origines O_{AVBG} et O_{AVBD} sont les centres articulaires des coudes gauche et droit, respectivement ;
- Les axes y_{AVBG} et y_{AVBD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{j}_{AVBG}$ et $\vec{j}_{AVBD}$, respectivement, qui sont orienté par les vecteurs qui joignent les centres articulaires des poignets à ceux des coudes ;
- Les axes x_{AVBG} et x_{AVBD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{k}_{AVBG}$ et $\vec{k}_{AVBD}$, respectivement, qui sont normaux aux plans contenants les centres articulaires des coudes et les processus styloïdes du radius et de l'ulna, et qui pointent vers l'avant ;
- Les axes z_{AVBG} et z_{AVBD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{i}_{AVBG}$ et $\vec{i}_{AVBD}$, respectivement, qui sont définis par les produits vectoriels des vecteurs unitaires des deux autres axes : $\vec{k}_{AVBG} = \vec{i}_{AVBG} \wedge \vec{j}_{AVBG}$ et $\vec{k}_{AVBD} = \vec{i}_{AVBD} \wedge \vec{j}_{AVBD}$.

Les mains

Les référentiels $\Re_{MAG}$ et $\Re_{MAD}$ de base ($\vec{i}_{MAG}, \vec{j}_{MAG}, \vec{k}_{MAG}$) et ($\vec{i}_{MAD}, \vec{j}_{MAD}, \vec{k}_{MAD}$) ont été associés aux mains gauche et droite, et où :

- Les origines O_{MAG} et O_{MAD} sont les centres articulaires des poignets gauche et droit, respectivement ;

- Les axes y_{MAG} et y_{MAD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{j}_{MAG}$ et $\vec{j}_{MAD}$, respectivement, qui sont orienté par les vecteurs qui joignent les points médians entre les têtes des 2nd et 5ème métacarpiens aux centres articulaires des poignets ;

- Les axes x_{MAG} et x_{MAD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{i}_{MAG}$ et $\vec{i}_{MAD}$, respectivement, qui sont normaux aux plans contenants les centres articulaires des poignets et les têtes des 2nd et 5ème métacarpiens, et qui pointent vers l'avant du segment ;

- Les axes z_{MAG} et z_{MAD} sont dirigés par les vecteurs unitaires $\vec{k}_{MAG}$ et $\vec{k}_{MAD}$, respectivement, qui sont définis par les produits vectoriels des vecteurs unitaires des deux autres axes : $\vec{k}_{MAG} = \vec{i}_{MAG} \wedge \vec{j}_{MAG}$ et $\vec{k}_{MAD} = \vec{i}_{MAD} \wedge \vec{j}_{MAD}$.

Annexe 8 : Définition du référentiel du FRET-1 à partir du système vidéographique.

Pour définir le référentiel $\Re_f$ dans $\Re$, cinq marqueurs réfléchissant avaient été fixés sur le FRET-1 (Figure 32 et Tableau 9, page 167). Une attention particulière a été portée aux marqueurs 55, 56 et 57 de telle sorte qu'ils définissent un plan perpendiculaire au plan sagittal. De plus, comme le déplacement étaient horizontal, les vecteurs unitaires $\vec{j}$ et $\vec{j}_f$ était égaux.

Pour définir $\vec{k}_f$, il a été était nécessaire de construire un vecteur intermédiaire $\vec{i}_t$ appartenant au plan sagittal du FRM et défini à partir du produit vectoriel des vecteurs $\overrightarrow{M_{55}M_{56}}$ et $\overrightarrow{M_{57}M_{55}}$, appartenant au plan formé par le dossier du FRET-1. Le produit vectoriel de $\vec{i}_t$ avec $\vec{j}_f$ permettait ensuite de définir la direction et le sens de $\vec{k}_f$. Par suite, $\vec{i}_f$ pouvait être calculé à partir de $\vec{j}_f$ et de $\vec{k}_f$.

Comme la position de l'origine O_f de $\Re_f$ par rapport aux autres marqueurs n'était pas connue et qu'il n'était pas possible de placer de marqueurs à ce niveau, l'origine de $\Re_f$ a tout d'abord été temporairement placée, de manière arbitraire, sur le marqueur 55. Puis les coordonnées de O_f dans ce référentiel ont été déterminées comme suit :

- La coordonnée transversale a été placée au milieu des marqueurs 55 et 56
- Les coordonnées verticale et antéropostérieure ont été calculées au centre du cercle tracé par le marqueur fixé sur la roue arrière droite (n°59) dans $\Re_f$ au cours du déplacement.

Annexe 9 : Détermination de la composante normale de la force de réaction du sol sous les roues avant.

Pour déterminer la composante normale de la force des réactions du sol, il est utile de développer la somme des forces externes au FRM (cf. eq. (38), p. 112) qui, d'après le principe fondamental de la dynamique est égal au produit de la masse du FRM par l'accélération du centre de masse du FRM :

$$\vec{P}_{frm} + \vec{F}_{(S\to 2)} + \vec{F}_{(S\to 4)} + \vec{R}_{(sol\to 1)} + \vec{R}_{(sol\to 2)} = m_f \vec{\gamma}_{G_f}$$

En développant cette expression dans la base ($\vec{i}_f, \vec{j}_f, \vec{k}_f$), pour le cas particulier d'un déplacement horizontal :

$$\begin{pmatrix} 0 \\ P_{frm} \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{x(S\to 2)} \\ F_{y(S\to 2)} \\ F_{z(S\to 2)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{x(S\to 4)} \\ F_{y(S\to 4)} \\ F_{z(S\to 4)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} R_{x(sol\to 1)} \\ R_{N1} \\ R_{z(sol\to 1)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} R_{x(sol\to 2)} \\ R_{N2} \\ R_{z(sol\to 2)} \end{pmatrix} = m_f \begin{pmatrix} \gamma_{G_f x} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Ce qui permet d'écrire :

$$P_{frm} + F_{y(S\to 2)} + F_{y(S\to 4)} + R_{N1} + R_{N2} = 0$$

Puis d'exprimer R_{N2} en fonction de R_{N1} :

$$R_{N2} = -\left(P_{frm} + F_{y(S\to 2)} + F_{y(S\to 4)} + R_{N1}\right) \qquad (166)$$

Ensuite, la somme des moments externes au FRM a été calculée au centre de masse du FRM (G_f), ce qui permet d'écrire l'expression :

$$\sum \overrightarrow{M}_{G_f}\left(\overline{MWC}\to MWC\right) = \overrightarrow{M}_{G_f}\left(\vec{P}_{frm}\right) + \overrightarrow{M}_{G_f}\left(\vec{F}_{(S\to 4)}\right) + \overrightarrow{M}_{A_S}(S\to 4) + \overrightarrow{M}_{G_f}\left(\vec{F}_{(S\to 2)}\right) + \overrightarrow{M}_{A_{mc}}(S\to 2) + \overrightarrow{M}_{G_f}\left(\vec{R}_{(sol\to 1)}\right) + \overrightarrow{M}_{R1} + \overrightarrow{M}_{G_f}\left(\vec{R}_{(sol\to 2)}\right) + \overrightarrow{M}_{R2}$$

Dans cette expression, seule la composante transversale est utile pour déterminer R_{N1}, ce qui permis de limiter l'étude au plan sagittal médian. En développant l'expression dans $\Re_f$:

Développement du moment du poids :

$$\overrightarrow{M}_{G_f}\left(\overline{P}_{frm}\right)=\begin{pmatrix}0\\0\\0\end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Développement du moment créé par les actions du Sujet sur le siège :

Pour faciliter les calculs, il est préférable de choisir A_S appartenant au plan sagittal médian que manière à ce que la composante transversale de $\overrightarrow{G_f A_S}$ soit nulle :

$$\overrightarrow{M}_{G_f}\left(\overline{F}_{(S\to4)}\right)+\overrightarrow{M}_{A_S(S\to4)}=\begin{pmatrix}x_{A_S}-x_{G_f}\\y_{A_S}-y_{G_f}\\0\end{pmatrix}_{\Re_f}\wedge\begin{pmatrix}F_{x(S\to4)}\\F_{y(S\to4)}\\F_{z(S\to4)}\end{pmatrix}_{\Re_f}+\begin{pmatrix}M_{xA_S(S\to4)}\\M_{yA_S(S\to4)}\\M_{zA_S(S\to4)}\end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Soit :

$$\overrightarrow{M}_{G_f}\left(\overline{F}_{(S\to4)}\right)+\overrightarrow{M}_{A_S(S\to4)}=\begin{pmatrix}\left(y_{A_S}-y_{G_f}\right)F_{z(S\to4)}+M_{xA_S(S\to4)}\\\left(x_{G_f}-x_{A_S}\right)F_{z(S\to4)}+M_{yA_S(S\to4)}\\\left(x_{A_S}-x_{G_f}\right)F_{y(S\to4)}-\left(y_{A_S}-y_{G_f}\right)F_{x(S\to4)}+M_{zA_S(S\to4)}\end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Développement du moment créé par les actions du Sujet sur les mains courantes :

$$\overrightarrow{M}_{G_f}\left(\overline{F}_{(S\to2)}\right)+\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to2)}=\left(\overrightarrow{G_fO_2}+\overrightarrow{O_2A_{mc}}\right)\wedge\overrightarrow{F}_{(S\to2)}+\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to2)}$$

Soit :

$$\overrightarrow{M}_{G_f}\left(\vec{F}_{(S\to 2)}\right)+\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)}=\overrightarrow{G_fO_2}\wedge\vec{F}_{(S\to 2)}+\overrightarrow{O_2A_{mc}}\wedge\vec{F}_{(S\to 2)}+\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)}$$

Le développement de cette expression donne :

$$\overrightarrow{M}_{G_f}\left(\vec{F}_{(S\to 2)}\right)+\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)}=\begin{pmatrix}-x_{G_f}\\-y_{G_f}\\0\end{pmatrix}_{\Re_f}\wedge\begin{pmatrix}F_{x(S\to 2)}\\F_{y(S\to 2)}\\F_{z(S\to 2)}\end{pmatrix}_{\Re_f}+\begin{pmatrix}x_{A_{mc}}\\y_{A_{mc}}\\0\end{pmatrix}_{\Re_f}\wedge\begin{pmatrix}F_{x(S\to 2)}\\F_{y(S\to 2)}\\F_{z(S\to 2)}\end{pmatrix}_{\Re_f}+\begin{pmatrix}M_{xA_{mc}(S\to 2)}\\M_{yA_{mc}(S\to 2)}\\M_{zA_{mc}(S\to 2)}\end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Soit :

$$\overrightarrow{M}_{G_f}\left(\vec{F}_{(S\to 2)}\right)+\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)}=\begin{pmatrix}-y_{G_f}F_{z(S\to 2)}\\x_{G_f}F_{z(S\to 2)}\\-x_{G_f}F_{y(S\to 2)}+y_{G_f}F_{x(S\to 2)}\end{pmatrix}_{\Re_f}+\begin{pmatrix}y_{A_{mc}}F_{z(S\to 2)}+M_{xA_{mc}(S\to 2)}\\-x_{A_{mc}}F_{z(S\to 2)}+M_{yA_{mc}(S\to 2)}\\x_{A_{mc}}F_{y(S\to 2)}-y_{A_{mc}}F_{x(S\to 2)}+M_{zA_{mc}(S\to 2)}\end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Or, la composante transversale de la seconde parenthèse correspond au moment propulsif :

$$\overrightarrow{M}_{G_f}\left(\vec{F}_{(S\to 2)}\right)+\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)}=\begin{pmatrix}-y_{G_f}F_{z(S\to 2)}+y_{A_{mc}}F_{z(S\to 2)}+M_{xA_{mc}(S\to 2)}\\x_{G_f}F_{z(S\to 2)}-x_{A_{mc}}F_{z(S\to 2)}+M_{yA_{mc}(S\to 2)}\\-x_{G_f}F_{y(S\to 2)}+y_{G_f}F_{x(S\to 2)}+M_{prop}\end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Finalement :

$$\overrightarrow{M}_{G_f}\left(\vec{F}_{(S\to 2)}\right)+\overrightarrow{M}_{A_{mc}(S\to 2)}=\begin{pmatrix}\left(y_{A_{mc}}-y_{G_f}\right)F_{z(S\to 2)}+M_{xA_{mc}(S\to 2)}\\\left(x_{G_f}-x_{A_{mc}}\right)F_{z(S\to 2)}+M_{yA_{mc}(S\to 2)}\\-x_{G_f}F_{y(S\to 2)}+y_{G_f}F_{x(S\to 2)}+M_{prop}\end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Développement du moment créé par les actions du sol sur les roulettes avant :

$$\overrightarrow{M}_{G_f}\left(\vec{R}_{(sol\to 1)}\right)+\overrightarrow{M}_{R1}=\overrightarrow{G_f I_1}\wedge\vec{R}_{(sol\to 1)}+\overrightarrow{M}_{R1}=\begin{pmatrix} e-x_{G_f} \\ -r_2-y_{G_f} \\ 0 \end{pmatrix}_{\Re_f}\wedge\begin{pmatrix} R_{x(sol\to 1)} \\ R_{N1} \\ R_{z(sol\to 1)} \end{pmatrix}_{\Re_f}+\begin{pmatrix} 0 \\ -\lambda_1 R_{z(sol\to 1)}+\kappa_1 R_{N1} \\ \lambda_1 R_{N1} \end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Où e représente l'empattement du FRM

Soit :

$$\overrightarrow{M}_{G_f}\left(\vec{R}_{(sol\to 1)}\right)+\overrightarrow{M}_{R1}=\begin{pmatrix} -\left(r_2+y_{G_f}\right)R_{z(sol\to 1)} \\ -\left(e-x_{G_f}+\lambda_1\right)R_{z(sol\to 1)}+\kappa_1 R_{N1} \\ \left(e-x_{G_f}+\lambda_1\right)R_{N1}+\left(r_2+y_{G_f}\right)R_{x(sol\to 1)} \end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Or d'après l'expression (28) (cf. p. 103) et dans les conditions d'un roulement sans glissement lors d'un déplacement horizontal et rectiligne :

$$R_{x(sol\to 1)}=-\frac{\lambda_1 R_{N1}}{r_1}-\frac{I_{1zz}}{r_1^{\,2}}\,\gamma_{G_f x}$$

Aussi la composante transversale du moment résultant en G_f des actions du sol sur les roulettes avant devient :

$$\left(e-x_{G_f}+\lambda_1\right)R_{N1}+\left(r_2+y_{G_f}\right)R_{x(sol\to 1)}=\left(e-x_{G_f}+\lambda_1\right)R_{N1}+\left(r_2+y_{G_f}\right)\left(-\frac{\lambda_1 R_{N1}}{r_1}-\frac{I_{1zz}}{r_1^{\,2}}\gamma_{G_f x}\right)$$

Soit :

$$\left(e-x_{G_f}+\lambda_1\right)R_{N1}+\left(r_2+y_{G_f}\right)R_{x(sol\to 1)}=\left(e-x_{G_f}+\lambda_1-\frac{\lambda_1 r_2}{r_1}-\frac{\lambda_1 y_{G_f}}{r_1}\right)R_{N1}-\left(\frac{I_{1zz}r_2}{r_1^{\,2}}+\frac{I_{1zz}y_{G_f}}{r_1^{\,2}}\right)\gamma_{G_f x}$$

Développement du moment créé par les actions du sol sur les roues arrière :

$$\overrightarrow{M}_{G_f}\left(\vec{R}_{(sol\to 2)}\right)+\overrightarrow{M}_{R2}=\overrightarrow{G_fI_2}\wedge\vec{R}_{(sol\to 2)}+\overrightarrow{M}_{R2}=\begin{pmatrix}-x_{G_f}\\-\left(r_2+y_{G_f}\right)\\0\end{pmatrix}_{\Re_f}\wedge\begin{pmatrix}R_{x(sol\to 2)}\\R_{N2}\\R_{z(sol\to 2)}\end{pmatrix}_{\Re_f}+\begin{pmatrix}0\\-\lambda_2 R_{z(sol\to 2)}+\kappa_2 R_{N2}\\\lambda_2 R_{N2}\end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Soit :

$$\overrightarrow{M}_{G_f}\left(\vec{R}_{(sol\to 2)}\right)+\overrightarrow{M}_{R2}=\begin{pmatrix}-\left(r_2+y_{G_f}\right)R_{z(sol\to 2)}\\\left(x_{G_f}-\lambda_2\right)R_{z(sol\to 2)}+\kappa_2 R_{N2}\\\left(-x_{G_f}+\lambda_2\right)R_{N2}+\left(r_2+y_{G_f}\right)R_{x(sol\to 2)}\end{pmatrix}_{\Re_f}$$

Or d'après l'expression (33) (cf. p.108) et dans les conditions d'un roulement sans glissement lors d'un déplacement horizontal et rectiligne :

$$R_{x(sol\to 2)}=-\frac{M_{prop}}{r_2}-\frac{\lambda_2 R_{N2}}{r_2}-\frac{I_{2zz}}{r_2^{\,2}}\gamma_{G_f}$$

Aussi la composante transversale du moment résultant en G_f des actions du sol sur les roulettes avant devient :

$$\left(-x_{G_f}+\lambda_2\right)R_{N2}+\left(r_2+y_{G_f}\right)R_{x(sol\to 2)}=\left(-x_{G_f}+\lambda_2\right)R_{N2}+\left(r_2+y_{G_f}\right)\left(-\frac{M_{prop}}{r_2}-\frac{\lambda_2 R_{N2}}{r_2}-\frac{I_{2zz}}{r_2^{\,2}}\gamma_{G_f}\right)$$

En décomposant la deuxième partie de l'expression, celle-ci devient :

$$\left(-x_{G_f}+\lambda_2\right) R_{N2}+\left(r_2+y_{G_f}\right) R_{x(sol\to 2)}=\left(-x_{G_f}+\lambda_2\right) R_{N2}+\left(-\lambda_2-\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}\right) R_{N2}$$
$$+\left(-1-\frac{y_{G_f}}{r_2}\right) M_{prop}-\left(\frac{I_{2zz}}{r_2}+\frac{I_{2zz} y_{G_f}}{r_2^{\,2}}\right) \gamma_{G_f}$$

Soit :

$$\left(-x_{G_f}+\lambda_2\right) R_{N2}+\left(r_2+y_{G_f}\right) R_{x(sol\to 2)}=\left(-\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}-x_{G_f}\right) R_{N2}$$
$$+\left(-1-\frac{y_{G_f}}{r_2}\right) M_{prop}-\left(\frac{I_{2zz}}{r_2}+\frac{I_{2zz} y_{G_f}}{r_2^{\,2}}\right) \gamma_{G_f}$$

Par ailleurs, d'après l'expression (166) (cf. p. 375), R_{N2} peut être exprimé en fonction de R_{N1}. L'expression précédente devient alors :

$$\left(-x_{G_f}+\lambda_2\right) R_{N2}+\left(r_2+y_{G_f}\right) R_{x(sol\to 2)}=\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{G_f}\right)\left(P_{frm}+F_{y(S\to 2)}+F_{y(S\to 4)}+R_{N1}\right)$$
$$+\left(-1-\frac{y_{G_f}}{r_2}\right) M_{prop}-\left(\frac{I_{2zz}}{r_2}+\frac{I_{2zz} y_{G_f}}{r_2^{\,2}}\right) \gamma_{G_f}$$

Bilan des moments externes au FRM :

Le bilan des moments externes au FRM, suivant la direction transversale ($\vec{k}_f$), s'écrit alors :

$$\left(\sum \overrightarrow{M}_{G_f(\overline{FRM}\to FRM)}\right)\cdot\vec{k}_f = \left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{G_f}\right)P_{frm}$$
$$-x_{G_f}F_{y(S\to 2)}+\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{G_f}\right)F_{y(S\to 2)}+y_{G_f}F_{x(S\to 2)}+M_{prop}+\left(-1-\frac{y_{G_f}}{r_2}\right)M_{prop}$$
$$+\left(x_{A_S}-x_{G_f}\right)F_{y(S\to 4)}+\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{G_f}\right)F_{y(S\to 4)}-\left(y_{A_S}-y_{G_f}\right)F_{x(S\to 4)}+M_{zA_S(S\to 4)}$$
$$+\left(e-x_{G_f}+\lambda_1-\frac{\lambda_1 r_2}{r_1}-\frac{\lambda_1 y_{G_f}}{r_1}\right)R_{N1}+\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{G_f}\right)R_{N1}$$
$$-\left(\frac{I_{1zz}r_2}{r_1^2}+\frac{I_{1zz}y_{G_f}}{r_1^2}\right)\gamma_{G_f x}-\left(\frac{I_{2zz}}{r_2}+\frac{I_{2zz}y_{G_f}}{r_2^2}\right)\gamma_{G_f x}$$

En factorisant puis en simplifant les termes qui s'annulent, cette expression devient :

$$\left(\sum \overrightarrow{M}_{G_f(\overline{FRM}\to FRM)}\right)\cdot\vec{k}_f = \left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{G_f}\right)P_{frm}$$
$$+\left(y_{G_f}\right)F_{x(S\to 2)}+\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}\right)F_{y(S\to 2)}-\left(\frac{y_{G_f}}{r_2}\right)M_{prop}$$
$$+\left(y_{G_f}-y_{A_S}\right)F_{x(S\to 4)}+\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{A_S}\right)F_{y(S\to 4)}+M_{zA_S(S\to 4)}$$
$$+\left(e+\lambda_1-\frac{\lambda_1 r_2}{r_1}-\frac{\lambda_1 y_{G_f}}{r_1}+\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}\right)R_{N1}$$
$$-\left(\frac{I_{1zz}y_{G_f}}{r_1^2}+\frac{I_{2zz}y_{G_f}}{r_2^2}+\frac{I_{1zz}r_2}{r_1^2}+\frac{I_{2zz}}{r_2}\right)\gamma_{G_f x}$$

Par ailleurs, d'après le principe fondamental de la dynamique, la somme des moments externes au FRM, réduit en G_f, est égale au moment dynamique du FRM réduit en G_f, autrement dit à la somme des variations des moments cinétiques des 7 solides du FRET-1, réduits en G_f (cf eq. (61), p. 122) :

$$\sum \overrightarrow{M}_{G_f\left(\overline{FRM}\rightarrow FRM\right)} = \frac{d}{dt}\left(\sum_{i=1}^{7}\left(\vec{L}_i^{*}\right)_{\Re} + \sum_{i=1}^{7}\left(\overrightarrow{G_f G_i} \wedge m_i \vec{v}_{G_i/\Re}\right)\right)$$

Soit :

$$\sum \overrightarrow{M}_{G_f\left(\overline{FRM}\rightarrow FRM\right)} = \sum_{i=1}^{7}\frac{d}{dt}\left(\vec{L}_i^{*}\right)_{\Re} + \sum_{i=1}^{7}\left(\frac{d\overrightarrow{G_f G_i}}{dt} \wedge m_i \vec{v}_{G_i/\Re}\right) + \sum_{i=1}^{7}\left(\overrightarrow{G_f G_i} \wedge m_i \frac{d\vec{v}_{G_i/\Re}}{dt}\right)$$

En décomposant les trois termes de cette expression suivant la direction transversale ($\vec{k}_f$) :

<u>1er terme :</u>

$$\sum_{i=1}^{7}\frac{d}{dt}\left(\vec{L}_i^{*}\right)_{\Re} = J_1\dot{\vec{\Omega}}_1 + J_2\dot{\vec{\Omega}}_2 + J_3\dot{\vec{\Omega}}_3 + J_4\dot{\vec{\Omega}}_4$$

Où, les accélérations angulaires des fourchettes ($\dot{\vec{\Omega}}_3$) et du système {châssis + siège} ($\dot{\vec{\Omega}}_4$) sont nulle dans le cas d'un déplacement rectiligne. Par ailleurs dans le cas d'un déplacement horizontal et lorsqu'il y a roulement sans glissement, l'expression précédente s'écrit alors :

$$\left(\sum_{i=1}^{7}\frac{d}{dt}\left(\vec{L}_i^{*}\right)_{\Re}\right)\cdot\vec{k}_f = -\left(\frac{I_{1zz}}{r_1} + \frac{I_{2zz}}{r_2}\right)\gamma_{Gx}$$

<u>2ème terme :</u>

$$\sum_{i=1}^{7}\left(\frac{d\overrightarrow{G_f G_i}}{dt} \wedge m_i \vec{v}_{G_i/\Re}\right) = \sum_{i=1}^{7}\left(m_i \vec{v}_{G_i} \wedge \underbrace{\frac{d\overrightarrow{OG_f}}{dt}}_{\vec{v}_{G_f/\Re}}\right) + \underbrace{\sum_{i=1}^{7}\left(\underbrace{\frac{d\overrightarrow{OG_i}}{dt}}_{\vec{v}_{G_i}} \wedge m_i \vec{v}_{G_i/\Re}\right)}_{\vec{0}}$$

Ce qui s'écrit :

$$\sum_{i=1}^{7}\left(\frac{d\overrightarrow{G_fG_i}}{dt}\wedge m_i\,\vec{v}_{G_i/\Re}\right)=\left(\sum_{i=1}^{7}m_i\,\vec{v}_{G_i/\Re}\right)\wedge\vec{v}_{G_f/\Re}$$

Or d'après les propriétés du centre de masse du FRET-1, la somme des produits de chacune des masses des septs solides par la vitesse de leur centre de masse respectif est égal au produit de la masse totale du FRET-1 par la vitesse du centre de masse globale du FRET-1. Aussi, le produit vectoriel de $\vec{v}_{G_f}$ par lui-même est nul :

$$\sum_{i=1}^{7}\left(\frac{d\overrightarrow{G_fG_i}}{dt}\wedge m_i\,\vec{v}_{G_i/\Re}\right)=\vec{0}$$

<u>3ème terme :</u>

$$\sum_{i=1}^{7}\left(\overrightarrow{G_fG_i}\wedge m_i\,\vec{\gamma}_{Gi}\right)=\sum_{i=1}^{7}\left(m_i\overrightarrow{G_fG_i}\wedge\vec{\gamma}_{Gi}\right)$$

Or, dans le cas d'un déplacement rectiligne, les accélérations des septs centres de masse sont toutes égales à l'accélération du centre de masse du FRET-1. Aussi, il est possible d'écrire :

$$\sum_{i=1}^{7}\left(\overrightarrow{G_fG_i}\wedge m_i\,\vec{\gamma}_{Gi}\right)=\underbrace{\left(\sum_{i=1}^{7}m_i\overrightarrow{G_fG_i}\right)}_{\vec{0}}\wedge\vec{\gamma}_{G_f}$$

Or, d'après la définition du centre de masse du FRET-1, la première partie du produit vectorielle est nulle.

<u>Bilan du moment dynamique du FRET-1 :</u>

Finalement, le moment dynamique résultant en G_f, suivant la direction de $\vec{k}_f$ est simplement dépendant de l'accélération du centre de masse du FRET-1 et des moments d'inertie des roues. Il est alors possible d'écrire :

$$-\left(\frac{I_{1zz}}{r_1}+\frac{I_{2zz}}{r_2}\right)\gamma_{Gx}=\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{G_f}\right)P_{frm}$$
$$+\left(y_{G_f}\right)F_{x(S\to 2)}+\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}\right)F_{y(S\to 2)}-\left(\frac{y_{G_f}}{r_2}\right)M_{prop}$$
$$+\left(y_{G_f}-y_{A_S}\right)F_{x(S\to 4)}+\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{A_S}\right)F_{y(S\to 4)}+M_{zA_S(S\to 4)}$$
$$+\left(e+\lambda_1-\frac{\lambda_1 r_2}{r_1}-\frac{\lambda_1 y_{G_f}}{r_1}+\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}\right)R_{N1}$$
$$-\left(\frac{I_{1zz}y_{G_f}}{r_1^{\,2}}+\frac{I_{2zz}y_{G_f}}{r_2^{\,2}}+\frac{I_{1zz}r_2}{r_1^{\,2}}+\frac{I_{2zz}}{r_2}\right)\gamma_{G_f x}$$

Soit :

$$0=\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{G_f}\right)P_{frm}+\left(y_{G_f}\right)F_{x(S\to 2)}+\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}\right)F_{y(S\to 2)}-\left(\frac{y_{G_f}}{r_2}\right)M_{prop}$$
$$+\left(y_{G_f}-y_{A_S}\right)F_{x(S\to 4)}+\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{A_S}\right)F_{x(S\to 4)}+M_{zA_S(S\to 4)}$$
$$+\left(e+\lambda_1\frac{\left(r_1-r_2\right)}{r_1}+y_{G_f}\left(\frac{\lambda_2}{r_2}-\frac{\lambda_1}{r_1}\right)\right)R_{N1}$$
$$-\left(\frac{I_{1zz}\left(r_2-r_1+y_{G_f}\right)}{r_1^{\,2}}+\frac{I_{2zz}y_{G_f}}{r_2^{\,2}}\right)\gamma_{G_f x}$$

Finalement, la composante normale de force de réaction du sol sous les roulettes avant (R_{N1}) est calculée à partir de l'expression :

$$\left(e+\lambda_1\frac{(r_1-r_2)}{r_1}+y_{G_f}\left(\frac{\lambda_2}{r_2}-\frac{\lambda_1}{r_1}\right)\right)R_{N1}=-\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{G_f}\right)P_{frm}-\left(y_{G_f}\right)F_{x(S\to 2)}-\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}\right)F_{y(S\to 2)}$$
$$+\left(\frac{y_{G_f}}{r_2}\right)M_{prop}-\left(y_{G_f}-y_{A_S}\right)F_{x(S\to 4)}-\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{A_S}\right)F_{x(S\to 4)}-M_{z\,A_S(S\to 4)}$$
$$-\left(\frac{I_{1zz}\left(r_2-r_1+y_{G_f}\right)}{r_1^{\,2}}+\frac{I_{2zz}y_{G_f}}{r_2^{\,2}}\right)\gamma_{G_f x}$$

Application numérique et simplification :

Cette expression, exaustive, peut cependant être largement simplifiée dans le cas particulier de l'étude de la propulsion en FRM en raison des valeurs numériques de certains termes. Ainsi, en supposant que les paramètres de résistance au roulement sont de l'ordre du millimètre ($\lambda_1 \approx \lambda_2 \approx 1mm$), l'application numérique dans le cas du FRET-1 montre que :

$$\left(e+\lambda_1\frac{(r_1-r_2)}{r_1}+y_{G_f}\left(\frac{\lambda_2}{r_2}-\frac{\lambda_1}{r_1}\right)\right)R_{N1}\approx\left(e+\lambda_1\frac{(r_1-r_2)}{r_1}\right)R_{N1}$$

(cad : 0,327 R_{N1} ≈ 0,326 R_{N1})

$$\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{G_f}\right)P_{frm}\approx x_{G_f}P_{frm}$$ (0,1412 P_{frm} ≈ 0,141 P_{frm})

$$\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}+x_{A_S}\right)F_{y(S\to 4)}\approx x_{A_S}F_{y(S\to 4)}$$ (-0,0168 F_{Sy} ≈ -0,017 F_{Sy})

$$\left(\frac{\lambda_2 y_{G_f}}{r_2}\right)F_{y(S\to 2)}\approx 0$$ (0,0002 F_{mcy} ≈ 0)

$$\left(\frac{I_{1zz}\left(r_2 - r_1 + y_{G_f}\right)}{r_1^{\,2}} + \frac{I_{2zz} y_{G_f}}{r_2^{\,2}} \right) \gamma_{G_f x} \approx 0 \qquad (0{,}31\ \gamma_{G_f x} \approx 0)$$

Finalement, l'expression permettant de déterminer R_{N1} peut s'écrire :

$$\left(e + \lambda_1 \frac{(r_1 - r_2)}{r_1} \right) R_{N1} = -x_{G_f} P_{frm} - \left(\left(y_{G_f} - y_{A_S} \right) F_{x(S\to 4)} + x_{A_S} F_{y(S\to 4)} + M_{z A_S (S\to 4)} \right) - y_{G_f} F_{x(S\to 2)} + \left(\frac{y_{G_f}}{r_2} \right) M_{prop}$$

Soit :

$$R_{N1} = \frac{-x_{G_f} P_{frm} - \left(\left(y_{G_f} - y_{A_S} \right) F_{x(S\to 4)} + x_{A_S} F_{y(S\to 4)} + M_{z A_S (S\to 4)} \right) - y_{G_f} F_{x(S\to 2)} + \left(\frac{y_{G_f}}{r_2} \right) M_{prop}}{\left(e + \lambda_1 \frac{(r_1 - r_2)}{r_1} \right)}$$

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Propriétés inertielles du FRM et de ses sept éléments. ____ *77*

Tableau 2 : Propriétés inertielles du Sujet. ____ *79*

Tableau 3 : Description des liaisons entre les différents solides composant le FRM. _ *81*

Tableau 4 : Description des liaisons entre le Sujet et le FRM. ____ *84*

Tableau 5 : Récapitulatif des paramètres nécéssaires à l'estimation de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} ____ *134*

Tableau 6 : Propriétés inertielles des différents éléments du FRET-1. ____ *155*

Tableau 7 : Propriétés inertielles de l'ensemble {châssis + siège} et du FRET-1 sans le dossier ____ *156*

Tableau 8 : Numérotation et localisation des marqueurs collés sur le Sujet. ____ *162*

Tableau 9 : Numérotation et localisation des marqueurs du FRET-1. ____ *167*

Tableau 10 : Résultats des quatre séries de tests de décélération. ____ *192*

Tableau 11 : Détail des paramètres temporels de l'essai analysé. Les durées des phases de poussée et de roue libre ont été exprimées en pourcentage de la durée du cycle, et notées entre parenthèses. ____ *199*

Tableau 12 : Durées et vitesses moyennes des phases et des cycles de propulsion analysés. ____ *261*

Tableau 13 : Puissances mécaniques moyennes au cours des phases étudiées. ____ *262*

Tableau 14 : Puissances mécaniques moyennes au cours des 13 cycles étudiés. ____ *263*

Tableau 15 : Puissances mécaniques moyennes au cours des 13 cycles étudiés. ____ *270*

Tableau 16 : Puissances mécaniques moyennes au cours des phases étudiées. ____ *271*

Tableau 17 : Récapitulatif des répercutions des résultats obtenus sur l'étude de la locomotion en FRM. ____ *307*

Tableau 18 : Coordonnées des origines des dynamomètres et de l'accéléromètre dans le référentiel dy FRM et matrice de passage de la base du référentiel du dynamomètre du siège à celle du référentiel du FRM. ____ *352*

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Stephen Farfler et le premier fauteuil roulant permettant l'autonomie de son utilisateur (1655). _____ *12*

*Figure 2 : A gauche, fauteuil à tourniquets utilisé par Georges Couthon (1755-1794) et à droite, modèle de Everest & Jenning (1933).*_____ *14*

Figure 3 : Photographie du WAFT (Langbein et al., 1993a) _____ *22*

*Figure 4 : Photographie d'un fauteuil sur un ergomètre à rouleau à freinage mécanique par courroie de friction sur un volant d'inertie. (Rodgers et al., 1994).*_____ *27*

Figure 5 : Photographie d'une expérimentation sur un tapis roulant (van der Woude et al., 2006). _____ *28*

Figure 6 : Schéma du "drag-test" utilisé par van der Woude et al. pour les études utilisant un tapis roulant (de Groot et al., 2006). _____ *30*

Figure 7 : Photographie d'une expérimentation sur un simulateur relié à un volant d'inertie (Brattgard et al., 1970). _____ *33*

*Figure 8 : Evolution de la vitesse instantanée du FRM lors d'un déplacement à vitesse moyenne constante sur un ergomètre à rouleaux. (Cooper et al., 1990).*_____ *39*

Figure 9 : Schémas de la trajectoire de la main en fauteuil roulant manuel. _____ *42*

*Figure 10 : Représentation du moment propulsif ($\overrightarrow{M}_{prop}$), de la force ($\overrightarrow{F}_{mc}$) et du moment local ($\overrightarrow{M}_{mc}$) appliqués par le Sujet sur la main courante.*_____ *49*

Figure 11 : Représentation du moment appliqué à l'axe de rotation du rouleau ($\overrightarrow{M}_{rouleau}$) par la force propulsive ($\overrightarrow{F}_{prop}$). _____ *50*

Figure 12 : Représentation de la force appliquée sur la main courante ($\overrightarrow{F}_{mc}$) et de la force efficace ($\overrightarrow{F}_{eff}$). _____ *51*

*Figure 13 : Représentation de la force efficace ($\overrightarrow{F}_{eff}$) et de la force motrice ($\overrightarrow{F}_{m}$), d'après Veeger et al. (1992).*_____ *52*

Figure 14 : Représentation de la force efficace ($\overrightarrow{F}_{eff}$), de la force propulsive ($\overrightarrow{F}_{prop}$) et de la force motrice ($\overrightarrow{F}_{m}$), d'après de Saint Rémy (2005). _____ *52*

Figure 15 : Cartographies des pressions sur l'assise d'un FRM en position statique chez un sujet valide (à gauche) et chez un sujet avec une lésion médullaire (à droite).

Les zones blanches sont les zones à fortes pressions et la zone entourée est le résultat de l'algorithme de Rachid Assaoui [8]. _____ *59*

Figure 16 : Référentiels barycentriques du Sujet ($\Re_s^*$), du FRM ($\Re_f^*$), du système {Sujet + FRM} ($\Re^*$) et d'un segment du Sujet ($\Re_{Sj}^*$) (ici le bras) dans le référentiel terrestre $\Re$. _____ *75*

Figure 17 : Référentiels non-inertiels associés au fauteuil ($\Re_f$), à la roue avant droite ($\Re_{1D}$), à la roue arrière droite ($\Re_{2D}$), à la fourchette avant droite ($\Re_{3D}$) et au segment j (ici le bras) du Sujet ($\Re_{Sj}$) dans le référentiel terrestre $\Re$. _____ *75*

Figure 18 : Représentation des points de rotation de la roue arrière gauche par rapport au sol (I_{2G}) et par rapport au châssis du FRM (O_{2G}). _____ *87*

Figure 19 : Rotation du FRM dans le plan Oxz du référentiel du FRM et autour du centre instantané de rotation (C), dans le cas d'un roulement sans glissement des roues sur le sol. _____ *93*

Figure 20 : Représentation 2D des efforts appliqués sur le système simplifié {châssis + siège}. _____ *97*

Figure 21 : Représentation 2D des efforts appliqués sur une fourchette avant du FRM. _____ *98*

Figure 22 : Représentation 2D des efforts appliqués sur une roulette avant. _____ *99*

Figure 23 : Représentation 2D des efforts appliqués sur la roue arrière du FRM lorsque le Sujet n'exerce pas d'action sur la main courante. _____ *105*

Figure 24 : Représentation 2D des efforts appliqués sur une roue arrière du FRM lorsque le Sujet exerce un effort sur la main courante. _____ *107*

Figure 25 : Représentation 2D (dans le plan sagittal médian) des forces externes appliquées sur le FRM au cours de la propulsion. Dans cette représentation, les points O_2 et O_f sont confondus. _____ *111*

Figure 26 : Représentation 2D dans le plan sagittal des forces externes exercées sur le Sujet pendant la propulsion en FRM. _____ *112*

Figure 27 : Représentation 2D dans le plan sagittal des moments externes exercés sur le Sujet pendant la propulsion en FRM. _____ *116*

Figure 28 : Principales dimensions du FRET-1 vu de face. (en mètres) _____ *138*

Figure 29 : Principales dimensions du FRET-1 vu de profil. (en mètres) _____ *138*

Figure 30 : Schéma des référentiels segmentaires du Sujet avec les axes antéropostérieurs (x) en bleu, les axes longitudinaux (y) en rouge et les axes transversaux (z) en vert. _____ *158*

Figure 31 : Numérotation et localisation des marqueurs du Sujet. _____ *164*

Figure 32 : Numérotation et localisation des marqueurs du FRET-1. _____ *167*

Figure 33 : Représentation des valeurs mesurées de la résultante des forces de freinage en fonction des valeurs calculées. _____ *194*

Figure 34 : Evolution temporelle de la force mesurée lors du choc du maillet sur la main courante gauche. _____ *195*

Figure 35 : Evolution temporelle de la vitesse transversale dans $\Re_f$ *du marqueur fixé sur maillet.* _____ *196*

Figure 36 : Représentation schématique des phases de poussée lors des deux temps de la méthode de détermination des paramètres temporels à partir de la force résultante appliquée par le Sujet sur la main courante gauche. _____ *197*

Figure 37 : Représentation schématique des phases de poussée et de l'évolution temporelle de la norme de la force appliquée par le Sujet sur la main courante gauche. _____ *198*

Figure 38 : Représentation des durées des phases de poussée et des phases de roue libre au cours du déplacement, de la période analysée et de la période mesurée par le système vidéographique. _____ *199*

Figure 39 : Evolutions temporelles des trois composantes de $\vec{F}_{(S\to 2G)}$ *dans* $\Re_f$ *au cours du déplacement.* _____ *202*

Figure 40 : Evolutions temporelles des trois composantes de $\vec{F}_{(S\to 2D)}$ *dans* $\Re_f$ *au cours du déplacement.* _____ *202*

Figure 41 : Evolutions temporelles des trois composantes du moment en O_f *et dans* $\Re_f$ *des efforts appliqués par le Sujet sur la main courante gauche au cours du déplacement.* _____ *203*

Figure 42 : Evolutions temporelles des trois composantes du moment en O_f *et dans* $\Re_f$ *des efforts appliqués par le Sujet sur la main courante droite au cours du déplacement.* _____ *203*

Figure 43 : Evolutions temporelles des trois composantes de $\vec{F}_{(S\to 4)}$ *dans* $\Re_f$ *au cours du déplacement.* _____ *206*

Figure 44 : Evolutions temporelles des trois composantes du moment en O_f et dans $\Re_f$ appliqué par le Sujet sur le siège au cours du déplacement. _____ *206*

Figure 45 : Evolution temporelle de la résultante transversale des forces appliquées par le Sujet sur les mains courantes et sur le siège au cours du déplacement. _____ *207*

Figure 46 : Evolution temporelle de la résultante verticale des moments créés par les actions du Sujet sur les mains courantes et sur le siège au cours du déplacement. __ *208*

Figure 47 : Evolution temporelle de la composante antéropostérieure de $\vec{R}_{(sol\rightarrow 1)}$ au cours du déplacement analysé. _____ *209*

Figure 48 : Evolutions temporelles des composantes antéropostérieures de $\vec{R}_{(sol\rightarrow 1)}$ et $\vec{R}_{(sol\rightarrow 2)}$ au cours du déplacement analysé. _____ *210*

Figure 49 : Evolutions temporelles des composantes verticales de $\vec{R}_{(sol\rightarrow 1)}$ et $\vec{R}_{(sol\rightarrow 2)}$ (R_{N1} et R_{N2}, respectivement) au cours du déplacement. _____ *211*

Figure 50 : Evolutions temporelles des moments de roulement appliqués sur les roulettes avant (M_{R1^z}) et sur les roues arrière (M_{R2^z}). _____ *212*

Figure 51 : Evolution temporelle de la résultante des forces de freinage au cours du déplacement analysé. _____ *213*

Figure 52 : Evolutions temporelles des composantes transversales des vitesses de rotation des roues arrière dans $\Re_f$: $\vec{\Omega}_{\Re_{2G}/\Re_f}$ et $\vec{\Omega}_{\Re_{2D}/\Re_f}$. _____ *215*

Figure 53 : Evolutions temporelles des vitesses de translation des centres des roues arrière ($\vec{v}_{O_{2G}/\Re}$ et $\vec{v}_{O_{2D}/\Re}$) suivant la direction de $\vec{i}_f$. _____ *216*

Figure 54 : Evolutions temporelles de $\vec{v}_{O_f/\Re}$ suivant $\vec{i}_f$, calculées à partir des données du FRET-1 et à partir du système vidéographique. _____ *218*

Figure 55 : Evolutions temporelles de $\vec{\Omega}_{\Re_f/\Re}$ suivant $\vec{j}_f$, calculés à partir des données du FRET-1 et à partir du système vidéographique. _____ *218*

Figure 56 : Evolutions temporelles θ_{3G} et θ_{3D} au cours du déplacement. Les instants extérieurs à la zone encadrée présentent des aberrations dues à la faible vitesse de translation du FRET-1. _____ *221*

Figure 57 : Evolutions temporelles de $\vec{\Omega}_{\Re_{3G}/\Re_f}$ et de $\vec{\Omega}_{\Re_{3D}/\Re_f}$ suivant $\vec{j}_f$ au cours du déplacement. _____ *221*

Figure 58 : Evolutions temporelles des vitesses de rotation des roulettes avant autour de leurs axes de rotation. _____ *223*

Figure 59 : Evolutions temporelles des trois composantes (v_x, v_y, v_z) des vitesses linéaires relatives des centres de masses des cuisses, des jambes et des pieds dans $\Re_f$. _____ *227*

Figure 60 : Evolutions temporelles des trois composantes ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) des vitesses de rotation des cuisses, des jambes et des pieds dans $\Re_f$. _____ *228*

Figure 61 : Evolutions temporelles des trois composantes (v_x, v_y, v_z) de la vitesse linéaire relative du centre de masse du pelvis dans $\Re_f$. _____ *230*

Figure 62 : Evolutions temporelles des trois composantes ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) de la vitesse de rotation du pelvis dans $\Re_f$. _____ *230*

Figure 63 : Evolutions temporelles des trois composantes (v_x, v_y, v_z) de la vitesse linéaire relative du centre de masse de l'abdomen dans $\Re_f$. _____ *232*

Figure 64 : Evolutions temporelles des trois composantes ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) de la vitesse de rotation de l'abdomen dans $\Re_f$. _____ *232*

Figure 65 : Evolutions temporelles des trois composantes (v_x, v_y, v_z) de la vitesse linéaire relative du centre de masse du thorax dans $\Re_f$. _____ *233*

Figure 66 : Evolutions temporelles des trois composantes ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) de la vitesse de rotation du thorax dans $\Re_f$. _____ *233*

Figure 67 : Evolutions temporelles des trois composantes (v_x, v_y, v_z) de la vitesse linéaire relative du centre de masse de l'ensemble {tête + cou} dans $\Re_f$. _____ *235*

Figure 68 : Evolutions temporelles des trois composantes ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) de la vitesse de rotation de l'ensemble {tête + cou} dans $\Re_f$. _____ *235*

Figure 69 : Evolutions temporelles des trois composantes des vitesses linéaires relatives (v_x, v_y, v_z) des centres de masse des bras gauche et droit dans $\Re_f$ (en haut) et des vitesses angulaires ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) de ces segments (en bas). _____ *237*

Figure 70 : Evolutions temporelles des trois composantes des vitesses linéaires relatives (v_x, v_y, v_z) des centres de masse des avant-bras gauche et droit dans $\Re_f$ (en haut) et des vitesses angulaires ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) de ces segments (en bas). 239

Figure 71 : Evolutions temporelles des trois composantes des vitesses linéaires relatives (v_x, v_y, v_z) des centres de masse des mains gauche et droite dans $\Re_f$ (en haut) et des vitesses angulaires ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) de ces segments (en bas). 241

Figure 72 : Evolutions temporelles des trois composantes (v_x, v_y, v_z) de la vitesse du centre de masse du Sujet dans $\Re_f$. 243

Figure 73 : Evolutions temporelles des positions du centre de masse du Sujet (G_S) suivant les directions antéropostérieure et verticale de $\Re_f$. 243

Figure 74 : Evolutions temporelles des composantes de translation de l'énergie cinétique du FRET-1, calculées à partir du modèle complet (EcT FRET) et du modèle simplifié (EcT FRET bis). 246

Figure 75 : Evolutions temporelles des composantes de rotation de l'énergie cinétique du FRET-1, calculées à partir du modèle complet (EcR FRET) et du modèle simplifié (EcR FRET bis). 246

Figure 76 : Evolutions temporelles de l'énergie cinétique totale du FRET-1, calculées à partir du modèle complet (Ec FRET) et du modèle simplifié (Ec FRET bis). 247

Figure 77 : Evolutions temporelles de l'énergie cinétique totale du Sujet ($E_c\{Sujet\}$) et des composantes $E_{cExt}\{Sujet\}$ et $E_{cGes}\{Sujet\}$. 249

Figure 78 : Evolutions temporelles de l'énergie cinétique de gesticulation du Sujet ($E_{cGes}\{Sujet\}$) et des composantes $E_{cR}\{Sujet\}$ et $E_{cT}*\{Sujet\}$. 250

Figure 79 : Evolutions temporelles des énergies cinétiques du système {Sujet + FRM} ($E_c\{S+F\}$), du Sujet ($E_c\{Sujet\}$) et du FRET-1 ($E_c\{FRET-1\}$) pendant la séquence vidéographique. 251

Figure 80 : Evolution temporelle de la puissance cinétique du système {Sujet + FRM} au cours de la séquence vidéographique. 253

Figure 81 : Evolution temporelles des puissances mécaniques des moments de roulement appliqués sur les roulettes avant ($P(\overrightarrow{M}_{R1})$), sur les roues arrière ($P(\overrightarrow{M}_{R2})$) et sur l'ensemble des quatre roues du FRET-1 ($P(\overrightarrow{M}_{R1})+P(\overrightarrow{M}_{R2})$). 254

Figure 82 : Evolution temporelle de la puissance mécanique du poids du système {Sujet + FRM} au cours de la séquence vidéographique. 255

Figure 83 : Evolution temporelle de la puissance mécanique interne développée par le Sujet pour se déplacer au cours de la séquence vidéographique. _____ *257*

*Figure 84 : Durées moyennes des phases de poussée et de roue libre pour les deux allures de déplacement.*_____ *259*

*Figure 85 : Vitesses moyennes du FRM pendant les phases de poussée et de roue libre pour les allures de déplacement.*_____ *260*

Figure 86 : Puissances mécaniques moyennes au cours des phases de poussée, des phases de roue libre et des cycles de propulsion, lors des essais réalisés à allure de confort. _____ *264*

Figure 87 : Puissances mécaniques moyennes au cours des phases de poussée, des phases de roue libre et des cycles de propulsion, lors des essais réalisés à allure rapide. _____ *264*

Figure 88 : Evolution temporelle de l'opposé de la puissance des forces de résistance à l'avancement, calculée suivant la méthode classique décrite par van der Woude et al. (1986), de la puissance des moments propulsifs et de la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} au cours d'un cycle de propulsion (Cycle 4 de l'essai C_05). _____ *269*

*Figure 89 : Puissance mécanique moyenne par cycle de propulsion calculée à partir des différentes méthodes.*_____ *273*

*Figure 90 : Puissance mécanique moyenne par phase, calculée à partir des différentes méthodes.*_____ *273*

Figure 91 : Représentation du modèle du châssis du FRET-1. _____ *353*

Figure 92 : Représentation du modèle de l'armature du siège du FRET-1 _____ *354*

Figure 93 : Représentation du modèle de la roue arrière et du dynamomètre de main courante. _____ *356*

*Figure 94 : Modèle anthropométrique géométrique. (Kroemer et al. (1988) [189] à partir de Whitsett (1962) [343]).*_____ *364*

TABLE DES MATIERES

SOMMAIRE 3

INTRODUCTION GENERALE 7

CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE 11

1. Les origines du fauteuil roulant 11
2. La problématique de la locomotion en FRM 15
   2.1. L'autonomie et les contraintes environnementales 15
   2.2. Problématique médicale à l'utilisation du FRM 16
   2.3. Objectifs de la recherche scientifique 17
3. Les outils d'évaluation de la locomotion en FRM 18
   3.1. Les ergomètres à manivelles. 18
   3.2. Les ergomètres à rouleaux 20
   3.3. Les tapis roulants 28
   3.4. Les simulateurs de fauteuil roulant 33
   3.5. Les expérimentations sur le terrain 36
4. Les paramètres biomécaniques 38
   4.1. Cinématique 38
      4.1.1. Le FRM 38
         4.1.1.1. Vitesse 38
         4.1.1.2. Déplacement et trajectoire 40
         4.1.1.3. Accélérations 41
      4.1.2. Le Sujet 41
         4.1.2.1. Cinématique segmentaire 41
         4.1.2.2. Paramètres du cycle de propulsion 43
         4.1.2.3. Centres de masse 44
   4.2. Dynamique 45
      4.2.1. Le FRM 45
         4.2.1.1. Les efforts appliqués sur les mains courantes 45
            4.2.1.1.1. Mesure des efforts 45
            4.2.1.1.2. Moment propulsif 48
            4.2.1.1.3. Force efficace, force motrice et fraction efficace 50

4.2.1.1.3.1. Force efficace 50
4.2.1.1.3.2. Force motrice 51
4.2.1.1.3.3. Fraction efficace 53
4.2.1.1.4. Point d'application des efforts sur la main courante 54
4.2.1.1.4.1. Calcul du point d'application 54
4.2.1.1.4.2. Mesure du point d'application 57
4.2.1.2. Les efforts appliqués sur le siège 58
4.2.1.2.1. Cartographie des pressions 58
4.2.1.2.2. Torseur des efforts et centre de pression 59
4.2.1.3. La réaction du sol 60
4.2.1.4. Les forces de freinage 61
4.2.2. Les efforts appliqués sur le Sujet 64
4.3.Les paramètres cinétiques et énergétiques 65
Résumé du Chapitre I 69

CHAPITRE II : MODELE MECANIQUE 71

1. Définition des référentiels d'étude 71
1.1.Référentiel terrestre et référentiels barycentriques 71
1.2.Référentiels mobiles non-galiléens 72
2. Propriétés inertielles 76
2.1.Le FRM 76
2.2.Le Sujet 78
2.3.Le système {Sujet + FRM} 79
3. Liaisons mécaniques 80
3.1.Le FRM 80
3.2.Le Sujet 82
3.3.Le système {Sujet + FRM} 83
4. Cinématique 85
4.1.Le FRM 85
4.1.1. Les roues arrière 86
4.1.2. Le système {châssis + siège} 88
4.1.3. Les roulettes avant 90
4.2.Le Sujet 94
5. Dynamique 95
5.1.Le FRM 96
5.1.1. Le système {châssis + siège} 96

5.1.2. Les fourchettes avant 97
5.1.3. Les roulettes avant 99
5.1.4. Les roues arrière 104
5.1.5. Le FRM 110
5.2.Le Sujet 113
5.2.1. Les forces 113
5.2.2. Les moments 115
5.3.Le système {Sujet+FRM} 118
5.3.1. Les forces 118
5.3.2. Les moments 119
6. Cinétique 120
6.1.Généralités sur le solide 120
6.2.Le FRM 121
6.3.Le Sujet 123
6.4.Le système {Sujet + FRM} 124
7. Energétique 125
7.1.Le FRM 125
7.1.1. Energie cinétique 125
7.1.2. Puissance cinétique 127
7.1.3. Puissance mécanique externe 128
7.2.Le Sujet : 129
7.2.1. Energie cinétique 129
7.2.2. Puissance cinétique 130
7.2.3. Puissance mécanique externe 131
7.3.Le système {Sujet + FRM} 131
7.3.1. Energie cinétique 131
7.3.2. Puissance cinétique 132
7.3.3. Puissance mécanique interne 132
Résumé du Chapitre II 134

CHAPITRE III : MATERIELS ET METHODES 135

1. Matériels 135
1.1.Le Fauteuil Roulant Ergomètre de Terrain (FRET-1) 135
1.1.1. Dimensions et caractéristiques générales du FRET-1 136
1.1.2. Mesures des efforts appliqués par le Sujet sur le FRET-1 139
1.1.2.1. Le dynamomètre du siège 139
1.1.2.1.1. Fonctionnement 139

1.1.2.1.2. Paramètres mesurés 141
1.1.2.2. Les roues dynamométriques 142
1.1.2.2.1. Fonctionnement 142
1.1.2.2.2. Paramètres mesurés 144
1.1.3. Mesures de la cinématique du FRET-1 145
1.1.3.1. Capteurs potentiométriques de position angulaire 145
1.1.3.1.1. Fonctionnement 146
1.1.3.1.2. Paramètres mesurés 146
1.1.3.2. Accéléromètre 3D 147
1.1.3.2.1. Fonctionnement 147
1.1.3.2.2. Paramètres mesurés 148
1.1.4. Système d'acquisition des données 149
1.2.Système optoélectronique 150
1.2.1. Principe de fonctionnement 150
1.2.2. Description du système vidéographique utilisé 151
1.2.3. Etalonnage du volume d'analyse 152
1.2.4. Traitement des données 153
2. Méthodes 154
2.1.Modélisation inertielle 154
2.1.1. Le FRET-1 154
2.1.2. Le Sujet 156
2.2.Protocole expérimental 159
2.2.1. Précautions expérimentales 159
2.2.1.1. FRET-1 159
2.2.1.2. Système optoélectronique 160
2.2.1.3. Acquisition et synchronisation des données 160
2.2.2. Mise en place du modèle anthropométrique du Sujet 162
2.2.3. Expérimentations sur le terrain 167
2.2.3.1. Choix du Sujet 167
2.2.3.2. Nombre d'essais 168
2.3.Simplification du modèle mécanique 168
2.3.1. Déplacement horizontal et rectiligne 169
2.3.1.1. Vecteurs unitaires 169
2.3.1.2. Vecteurs positions 169
2.3.1.3. Vitesses angulaires 170
2.3.1.4. Vitesses de translation 171

2.3.1.5. Paramètres dynamiques 172
2.3.2. Roulement sans glissement 172
2.4.Application du modèle mécanique 174
2.4.1. Système vidéographique 174
2.4.1.1. Paramètres cinématiques 174
2.4.1.2. Grandeurs énergétiques 176
2.4.2. FRET-1 177
2.4.2.1. Calcul des paramètres dynamiques non mesurés 177
2.4.2.1.1. Le poids du Sujet et le poids du FRET-1 177
2.4.2.1.2. Les forces de réaction du sol 178
2.4.2.1.2.1. Les composantes antéropostérieures 179
2.4.2.1.2.2. Les composantes normales 180
2.4.2.1.3. Les moments de résistance au roulement 184
2.4.2.1.3.1. Modèle 184
2.4.2.1.3.2. Détermination expérimentale des paramètres de roulements 185
2.4.2.2. Paramètres cinématiques du FRET-1 188
2.4.2.3. Energie cinétique 189
Résumé du Chapitre III 191

CHAPITRE IV : RESULTATS 192

1. Détermination des paramètres de roulement 192
2. Analyse de la propulsion en situation réelle 195
2.1.Synchronisation des systèmes de mesure 195
2.2.Les paramètres temporels du cycle de propulsion 196
2.3.Dynamique 199
2.3.1. Les actions sur les mains courantes 199
2.3.2. Les actions sur le siège 204
2.3.3. Bilan des efforts sur les mains courantes et sur le siège 207
2.3.4. Les forces de réaction du sol 209
2.3.4.1. Composantes antéropostérieures 209
2.3.4.2. Composantes verticales 211
2.3.5. Résistances à l'avancement. 212
2.3.5.1. Moments de résistance au roulement 212
2.3.5.2. Résultante des forces de résistance à l'avancement 213
2.4.Cinématique 214

2.4.1. Cinématique du FRET-1 214
2.4.1.1. Vitesses des roues arrière du FRET-1 214
2.4.1.2. Vitesses du FRET-1 216
2.4.1.3. Vitesses des fourchettes avant 220
2.4.1.4. Vitesses des roulettes avant 222
2.4.1.5. Position du centre de masse du FRET-1 224
2.4.2. Cinématique du Sujet 224
2.4.2.1. Vitesses des segments du Sujet 225
2.4.2.1.1. Les membres inférieurs 225
2.4.2.1.2. Le corps du Sujet 229
2.4.2.1.2.1. Le pelvis 229
2.4.2.1.2.2. Le tronc 231
2.4.2.1.2.3. La tête et le cou 234
2.4.2.1.3. Les membres supérieurs 236
2.4.2.1.3.1. Les bras 236
2.4.2.1.3.2. Les avant-bras 238
2.4.2.1.3.3. Les mains 240
2.4.2.2. Vitesse et position du centre de masse du Sujet 242
2.5.Energie cinétique 244
2.5.1. Le FRET-1 244
2.5.2. Le Sujet 247
2.5.3. Le système {Sujet + FRM} 250
2.6.Puissance mécanique 252
2.6.1. Puissance cinétique du système {Sujet + FRM} 252
2.6.2. Puissance des forces de résistance à l'avancement 253
2.6.3. Puissance du poids du système {Sujet + FRM} 255
2.6.4. Puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} 256
2.6.5. Puissance mécanique produite par le Sujet 256
3. Synthèse des résultats 257
3.1.Paramètres temporels et cinématiques 259
3.2.Energétique du Sujet 263
3.2.1. Puissance cinétique 265
3.2.2. Puissance des résistances à l'avancement 266
3.2.3. Puissance du poids du système {Sujet + FRM} 266
3.2.4. Puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} 267
3.2.5. Puissance mécanique développée par le Sujet 267
3.3.Comparaison avec les méthodes antérieures 268

Résumé du Chapitre IV _____ 275

CHAPITRE V : ANALYSE ET DISCUSSION _____ 277

1. Tests de décélération _____ 277
2. Analyse de la propulsion _____ 279

2.1.Paramètres temporels _____ 279

2.2.Paramètres cinématiques _____ 279

2.2.1. Cinématique du FRET-1 _____ 279
2.2.2. Cinématique du Sujet _____ 283

2.3.Paramètres dynamiques _____ 287

2.3.1. Les efforts appliqués par le Sujet sur le FRET-1 _____ 287

2.3.1.1. Les mains courantes _____ 287

2.3.1.2. Le siège _____ 289

2.3.2. Les forces de réaction du sol _____ 292
2.3.3. Les résistances à l'avancement _____ 293

2.4.Paramètres cinétiques _____ 295

2.4.1. Energie cinétique du FRET-1 _____ 295
2.4.2. Energie cinétique du Sujet _____ 296
2.4.3. Energie cinétique du système {Sujet + FRM} _____ 297

2.5.Puissance mécanique _____ 298

2.5.1. Puissance cinétique du système {Sujet + FRM} _____ 298
2.5.2. Puissance mécanique du poids du système {Sujet + FRM} _____ 299
2.5.3. Puissance mécanique des moments de roulement _____ 300
2.5.4. Puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM} _____ 302
2.5.5. Puissance mécanique développée par le Sujet _____ 304
2.5.6. Comparaison avec les principales méthodes de la littérature _____ 305

Résumé du Chapitre V _____ 307

CONCLUSION GENERALE _____ 309

BIBLIOGRAPHIE _____ 314

ANNEXES _____ 343

Annexe 1 : Détermination de l'axe de viration _____ 344

Annexe 2 : Décomposition du torseur cinématique d'un segment du Sujet _____ 346

Annexe 3 : Détermination de la composante antéropostérieure de la force de réaction du sol sur les roues arrière. _____ 349

Annexe 4 : Coordonnées et matrices de passage particulières. _____ 352

Annexe 5 : Propriétés inertielles du FRET-1 _____ 353

Annexe 6 : Analyse bibliographique des paramètres inertiels segmentaires du Sujet.361

Annexe 7 : Définition des référentiels segmentaires du Sujet. _____ 367

Annexe 8 : Définition du référentiel du FRET-1 à partir du système vidéographique.374

Annexe 9 : Détermination de la composante normale de la force de réaction du sol sous les roues avant._____ 375

LISTE DES TABLEAUX_____ 387

LISTE DES FIGURES _____ 388

TABLE DES MATIERES _____ 395

Cinétique et énergétique de la propulsion en fauteuil roulant manuel

Résumé : L'objet de cette thèse est de proposer une méthode de calcul de la puissance mécanique développée par les utilisateurs de fauteuil roulant manuel (FRM) pour se déplacer sur le terrain. Cette méthode est basée sur un modèle mécanique 3D intégrant la cinématique des segments du Sujet et des éléments du FRM, et les efforts exercés par le Sujet sur le FRM. La vérification expérimentale de ce modèle a nécessité l'utilisation simultanée d'un système vidéographique 3D et d'un fauteuil roulant instrumenté (FRET-1) permettant la mesure des efforts appliqués par le Sujet sur le siège et sur les mains courantes du FRET-1 au cours d'un déplacement en ligne droite sur le plat. Les paramètres de résistance au roulement ont été calculés ainsi que la puissance dissipée par ces résistances. La puissance cinétique et la puissance du poids du système {Sujet + FRM} ont également été calculées puis utilisées pour calculer la puissance mécanique interne du système {Sujet + FRM}. La méthode présentée dans cette thèse ouvre des perspectives intéressantes en termes d'évaluation des capacités physiques des utilisateurs de FRM, d'optimisation des techniques de propulsion et d'amélioration de l'accessibilité des lieux publics et privés.

Mots clés : Fauteuil roulant manuel, Biomécanique, Modèle mécanique 3D, Puissance mécanique, Résistance au roulement.

Kinetic and energetic of manual wheelchair propulsion

Abstract : The purpose of this thesis is to propose a computing method of the mechanical power produced by manual wheelchair (MWC) users during actual displacements. This method is based on a 3-D mechanical model involving the kinematics of the Subject's segments and the MWC elements, and the efforts exerted by the Subject on the MWC. The experimental validation of this model required the simultaneous use of a 3-D kinematic system and an instrumented wheelchair (WWE) allowing the measurement of the efforts applied by the Subject on the wheelchair seat and handrims during an actual straightforward displacement on a flat ground. The rolling resistance parameters were calculated as well as the power dissipated by these resistances. The kinetic power and the power of the weight of the {Subject + MWC} system were also computed then used for computing the internal mechanical power of the {Subject + MWC} system. The method presented in this thesis opens some interesting perspectives for the evaluation of MWC users' physical abilities, the optimisation of propulsion techniques and the improvement of public and private places accessibility.

Keywords : Manual wheelchair, Biomechanics, 3-D mechanical model, Mechanical power, Rolling resistance.