



HAL
open science

**Développement d'outils pour l'analyse et la
quantification des interactions
utilisateur-fauteuil-environnement lors de déplacements
en fauteuil roulant manuel**

Jean-Charles Cabelguen

► **To cite this version:**

Jean-Charles Cabelguen. Développement d'outils pour l'analyse et la quantification des interactions utilisateur-fauteuil-environnement lors de déplacements en fauteuil roulant manuel. Physique [physics]. Arts et Métiers ParisTech, 2008. Français. NNT : 2008ENAM0048 . pastel-00004602

HAL Id: pastel-00004602

<https://pastel.hal.science/pastel-00004602>

Submitted on 10 Feb 2009

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.



Ecole doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

THÈSE

pour obtenir le grade de

Docteur

de

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité "Biomécanique"

présentée et soutenue publiquement par

Jean-Charles CABELGUEN

le 18 décembre 2008

**Développement d'outils pour l'analyse et
la quantification des interactions
utilisateur-fauteuil-environnement lors de
déplacements en fauteuil roulant manuel**

Directeur de thèse : François LAVASTE

Jury :

M. F-X. LEPOUTRE, Professeur, LAMIH, Université de Valenciennes Président
M. J-P. VERRIEST, Directeur de recherche, INRETS Rapporteur
M. F. MULTON, Professeur HDR, M2S, Université Rennes 2 Rapporteur
M^{me}. W. SKALI, Professeur, directrice LBM, ENSAM, Paris Examineur
M^{me}. L. CHEZE, Professeur, LBMC, Université Lyon1 Examineur
M. F. LAVASTE, Professeur émérite, LBM, ENSAM, Paris Examineur
M^{me}. P. FODE, Docteur, directrice, CERAH Invité
M. E. Padieu, ex-directeur, CERAH Invité

Laboratoire de BioMécanique, UMR 8005, CNRS

ENSAM, CER de Paris

L'ENSAM est un Grand Etablissement dépendant du Ministère de l'Education Nationale, composé de huit centres :

AIX-EN-PROVENCE ANGERS BORDEAUX CHÂLONS-EN-CHAMPAGNE CLUNY LILLE METZ PARIS

Dédicace

**A mes parents, ma sœur, Jérémy
A mes grands-parents**

Et à Bernard...

Remerciements

Aux professeurs W. SKALLI, L. CHEZE, F-X. LEPOUTRE pour leur participation au jury de thèse.

A F.MULTON et J-P.VERRIEST pour avoir apporté à ce document leur expertise et critiques constructives.

A F.LAVASTE pour m'avoir donné la possibilité de vivre cette expérience de construction personnelle et professionnelle qu'ont été ces trois années. Vos compétences scientifiques et vos qualités humaines m'ont enrichi et nos échanges ont permis la réalisation de ce document.

A tout le LBM pour leur agréable accueil durant mes quelques visites, pour leurs services, leurs disponibilités et pour leurs compétences.

A E. PADIEU, directeur du CERAH, pour m'avoir accueilli au sein de ce centre médico-technique unique en France. Merci aussi à l'ensemble du personnel du CERAH qui m'a suivi, notamment, merci à N.El FETTAHI, au D^r P.FODE et à C.PHILIPPON.

Aux stagiaires pour la qualité de leur travail, pour leur motivation et leur rôle dans l'avancement de ces travaux de recherche.

A R.GORJUP pour son travail pertinent sur notre fauteuil instrumenté, CERAHFIT, et pour son amitié.

A A.FOURNIER, de la Fédération Française des plus Grands Invalides de Guerre, pour son soutien et ses encouragements.

A ma famille, à mes parents et à ma sœur pour leur soutien sans faille, pour croire en mes choix et pour m'avoir donné des outils pour me construire.

A Jérémy pour son étincelle dans le regard...

Partenaires

Le Centre d'Etude et de Recherche sur l'Appareillage des Handicapés (CERAH) a été mon employeur et ma structure d'accueil.

Une partie des travaux de ce projet s'intègre à un projet national de recherche financé par l'Agence Nationale de la Recherche (ANR) nommé SACR-FRM pour Système d'Aide au Choix et aux Réglages du Fauteuil Roulant Manuel.

Sommaire

| | |
|--|-----------|
| DEDICACE | 3 |
| REMERCIEMENTS | 5 |
| PARTENAIRES | 6 |
| SOMMAIRE | 7 |
| INTRODUCTION GENERALE | 10 |
| CHAPITRE 1 MODELISATION MECANIQUE DES EFFORTS DE PROPULSION EN FAUTEUIL ROULANT MANUEL | 13 |
| 1.1 Introduction | 14 |
| 1.2 Concept de résistance au roulement..... | 15 |
| 1.2.1 Analyse du phénomène de résistance au roulement..... | 15 |
| 1.2.2 Détermination des paramètres de résistance au roulement..... | 18 |
| 1.2.3 Aspects énergétiques liés à la résistance au roulement..... | 22 |
| 1.3 Modélisation des efforts de propulsion exercés sur les mains courantes..... | 26 |
| 1.3.1 Modélisation de la poussée sur les mains-courantes..... | 26 |
| 1.3.2 Validation | 28 |
| 1.3.3 Equivalence et extrapolation entre force de traction et force de poussée . | 31 |
| 1.3.3 Application : passage d'obstacle | 33 |
| 1.4 Modélisation en éléments finis du FRM | 39 |
| 1.4.1 Choix techniques | 39 |
| 1.4.2 Choix du FRM..... | 41 |
| 1.5 Conclusion..... | 43 |
| CHAPITRE 2 MISE EN PLACE D'UN OUTIL D'ANALYSE CINEMATIQUE DE LA PROPULSION EN FAUTEUIL ROULANT MANUEL | 44 |
| 2.1 Introduction | 45 |
| 2.2 Présentation du système d'analyse cinématique..... | 47 |
| 2.2.1 Les caméras | 48 |
| 2.2.2 La cage de calibration..... | 50 |
| 2.2.3 Logiciels | 52 |
| 2.3 Traitement de la distorsion | 56 |
| 2.3.1 Définition..... | 56 |
| 2.3.2 Correction de la distorsion | 57 |
| 2.4 Etape de reconstruction d'un mouvement | 58 |

| | | |
|-------------------|---|------------|
| 2.5 | Evaluation de la précision de ce système | 62 |
| 2.5.1 | Démarche de l'évaluation de la précision | 62 |
| 2.5.2 | Résultats..... | 64 |
| 2.6 | Perspectives d'amélioration du système..... | 67 |
| 2.7 | Conclusion | 70 |
| CHAPITRE 3 | CERAHFIT : FAUTEUIL INSTRUMENTE DE TERRAIN | 71 |
| 3.1 | Introduction | 72 |
| 3.2 | CERAHFIT : présentation générale | 75 |
| 3.3 | CERAHFIT : conception..... | 77 |
| 3.3.1 | Châssis et instrumentation | 77 |
| 3.3.2 | Logiciel d'acquisition et de traitement | 84 |
| 3.3.2.1 | Acquisition..... | 87 |
| 3.3.2.2 | Traitement..... | 88 |
| 3.3.2.2.1 | Calculs roue motrice et main-courante | 89 |
| 3.3.2.2.2 | Calculs système de soutien du corps..... | 100 |
| 3.4 | Conclusion | 107 |
| | APPROCHE GLOBALE DE LA QUANTIFICATION DES INTERACTIONS | 108 |
| | CONCLUSION GENERALE..... | 110 |
| | BIBLIOGRAPHIE..... | 112 |
| | ANNEXES | 118 |
| | ANNEXES CHAPITRE 1 | 118 |
| 1.1. | Détermination de la décélération lors d'un test de poussée | 118 |
| 1.2. | Etude dynamique de la traction châssis | 120 |
| 1.2. | Etude dynamique de la force de poussée..... | 124 |
| 1.4. | Etude du passage d'obstacle en FRM par traction châssis..... | 127 |
| | ANNEXES CHAPITRE 2 | 129 |
| 2.1. | Ordre de pointage des marqueurs..... | 129 |
| 2.2. | Conservation des distances..... | 134 |
| | ANNEXES CHAPITRE 3 | 139 |
| | LISTES DES TABLEAUX..... | 140 |
| | LISTE DES FIGURES | 142 |

Introduction générale

L'homme, mammifère bipède, se déplace dressé sur ses membres inférieurs. Les membres inférieurs sont les membres locomoteurs. Ils se sont adaptés en développant des systèmes d'amortissement, d'emménagement d'énergie, de proprioception... La structure musculo-articulaire est solide, car elle doit supporter de fortes contraintes induites par les besoins liés aux déplacements : marche, course, saut... A l'inverse, les membres supérieurs ont pour fonctions principales le maintien de l'équilibre et la préhension.

L'affection des membres inférieurs peut entraîner des problèmes de déambulation et conduire à l'utilisation d'un fauteuil roulant manuel (FRM). Dans ce cas, les membres supérieurs deviennent les membres moteurs et sont donc acteurs majeurs de la propulsion. Cette utilisation des membres supérieurs est non-naturelle et peut induire des pathologies.

Un patient utilise donc un FRM pour pallier une déficience des membres inférieurs, or l'utilisation de ce FRM induit d'autres pathologies au niveau des membres supérieurs, et principalement au niveau de l'épaule [Finley_MA.2007]. En moyenne, un utilisateur de FRM exerce 2500 fois par jour une force de poussée sur les mains courantes [Boninger_ML.1995]. Les cliniciens, les utilisateurs et les fabricants sont donc demandeurs d'informations et de renseignements pour minimiser les pathologies et retarder leurs apparitions et optimiser les conceptions de FRM.

Pour définition, le FRM est classé parmi les aides techniques au même titre que les cannes d'aide à la marche ou les lèves-personnes. Une aide technique est "*destinée par le fabricant à être utilisée chez l'homme à des fins : de diagnostic, de prévention, de contrôle, de traitement ou d'atténuation, d'une maladie ou d'un handicap, de remplacement, de modification de l'anatomie ou d'un processus physiologique*". Le FRM est composé d'un système de propulsion (roues motrices), d'un système de direction (roues directrices) et d'un système de soutien du corps (palette repose-pied, assise, dossier).

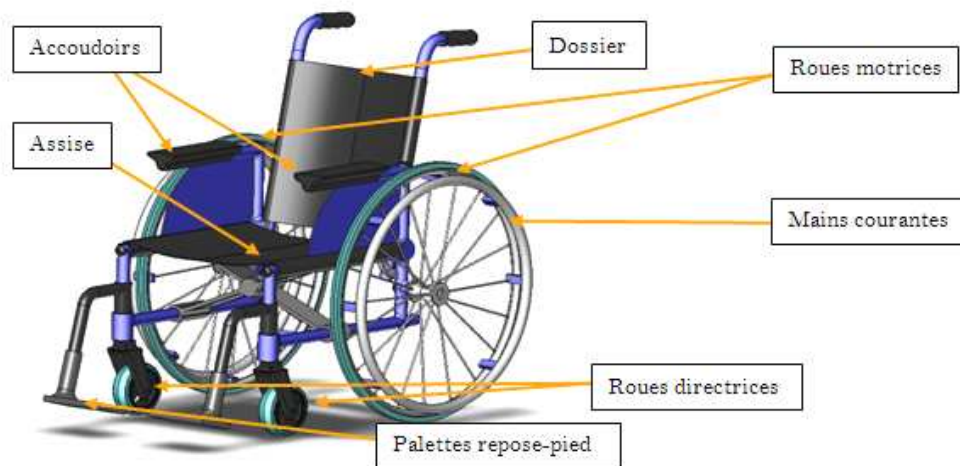


Figure 1 : Le fauteuil roulant manuel et les parties en interaction avec l'utilisateur

Le document « Argumentaire sur les dispositifs à prendre pour assurer et préserver l'autonomie de l'utilisateur du fauteuil roulant manuel » a constitué une base pour initier les travaux présentés dans cette thèse [Fournier_A.2004]. Il souligne des problématiques environnementales en présentant des pistes de réflexion sur les déplacements sur sols inclinés et le passage de lacunes.

D'autres études s'intéressent à l'environnement car il peut augmenter les contraintes pour l'utilisateur d'un FRM, lors d'un passage d'obstacle ou de dévers par exemple. Ces contraintes s'appliquent à ses efforts de déplacement [Richter_WM.2007], à sa gestuelle [Koontz_AM.2005], mais aussi à son fauteuil [Shaw_G.1991]. L'utilisateur peut en fonction de son environnement et de ses besoins adapter son fauteuil pour gagner en confort [van_der_Woude_LH.1989], en stabilité [Faupin_A.2004].

De mauvaises adaptations peuvent induire des pathologies. Elles touchent principalement les membres supérieurs et les fessiers [Ragan_R.2002]. Nous pouvons observer par exemple des syndromes du canal carpien liés aux répétitions des poussées sur les mains-courantes [Samuelsson_KA.2004]. Les articulations des poignets, coudes et épaules sont aussi sollicitées et peuvent souffrir de tendinite ou d'ostéoporose.

Des indices sont développés pour quantifier l'impact de l'utilisation d'un FRM. L'indice WUSPI s'intéresse à mesurer les douleurs au niveau de l'épaule et l'indice FMI est utilisé pour quantifier le type d'utilisation d'un FRM [Curtis_KA1995] [Middleton_JW.2006].

En complément à ses indices, des études abordent les mesures d'activité par des systèmes aux technologies variées. L'EMG permet par exemple de connaître l'activité des muscles du tronc lors de la propulsion en FRM [Yang_YS.2006]. Les ergomètres tentent aussi de

mesurer les efforts de propulsion [Devillard_X.2001]. Des études plus exhaustives abordent les déplacements en FRM par une approche globale [Vanlandewijck_Y.2001] [McLaurin_C.1991] : mesure de dépenses physiologiques, analyse cinématique, mesure de résistance au roulement, volonté de comprendre les efforts appliqués sur le système de soutien du corps, impact des réglages du FRM... Ces études sont néanmoins trop souvent éloignées du quotidien des utilisateurs. Ce constat souligne l'intérêt et le besoin de disposer d'outils permettant de mesurer les interactions utilisateur-FRM en tenant compte de l'environnement. Ces outils ne doivent donc pas se cantonner au laboratoire, mais être utilisées et utilisables en situations réelles.

Nous voyons par le biais des études citées que l'approche de la quantification des interactions utilisateur-FRM est diverse. Les données recueillies intéressent les utilisateurs en répondant à leurs interrogations vis-à-vis du choix de leur fauteuil et de ses réglages. Les experts normatifs s'intéressent aussi à ses données. Elles leur permettent d'affiner les protocoles d'essais testant ces dispositifs médicaux et d'argumenter objectivement leur participation à l'élaboration de normes.

Des besoins multifactoriels nécessitent une approche multi-axiale. C'est pourquoi les travaux présentés dans cette thèse ont pour objectif de proposer des outils théoriques et expérimentaux complémentaires permettant l'analyse et la quantification des interactions utilisateurs-FRM en situation réelle. Une partie des travaux présentés s'intègre dans le projet SACR-FRM pour Système d'Aide aux Choix et aux Réglages du Fauteuil Roulant Manuel. Ce projet, soutenu par l'Agence Nationale pour la Recherche, regroupe sociologues, biomécaniciens, informaticiens, médecin et ergothérapeutes dans une volonté de créer un logiciel de conseil pour le choix et les réglages des FRM.

Ce document est composé de trois chapitres principaux. Le premier chapitre « Modélisation mécanique des efforts de propulsion en FRM » présente des modèles appréhendant le phénomène de résistance au roulement appliqué au FRM et des modèles simulant les efforts de poussée nécessaires à la mise en mouvement d'un FRM.

Le second chapitre « Mise en place d'un outil d'analyse cinématique de la propulsion en FRM » présente l'élaboration d'un système d'analyse de la gestuelle du sujet en fauteuil dans un environnement extérieur.

Le troisième chapitre complète les deux précédents en présentant le Fauteuil Instrumenté de Terrain réalisé au CERAH nommé « CERAHFIT ».

Nous concluons en détaillant l'utilisation de ses outils pour les futures campagnes d'acquisitions.

Chapitre 1

Modélisation mécanique des efforts de propulsion en fauteuil roulant manuel

1.1 Introduction

Nous chercherons dans ce chapitre à caractériser les efforts de propulsion que l'utilisateur d'un FRM doit exercer pour mettre en mouvement son fauteuil. Pour se faire, nous développerons plusieurs modèles mécaniques. Une modélisation mécanique est une simulation de la réalité qui permet d'appréhender les efforts internes et/ou externes qui s'appliquent à un système. Ainsi une modélisation mécanique permet de placer un système dans des configurations proches de la réalité [Cooper_R.1990].

Comme nous voulons disposer d'outils de simulation des efforts de propulsion en FRM, il est nécessaire d'identifier les paramètres majeurs. Considérons le problème à l'envers : si pour un FRM mobile, il n'y a pas de résistance globale à l'avancement, le maintien en mouvement de ce système se fera sans effort et indéfiniment. Caractériser la résistance globale est donc nécessaire. Il y a les efforts internes, au niveau des axes de roue, et les efforts externes, au niveau de l'air et du sol. Les efforts au niveau des axes de roue sont très faible grâce aux roulements à billes ou à aiguilles de haute qualité. Comme le système se déplace à faible allure, nous pouvons aussi négliger le facteur aérodynamique. Les phénomènes physiques au niveau du contact roue-sol sont donc le paramètre fort de la résistance globale à l'avancement. Nous utiliserons le terme de résistance au roulement pour les nommer.

Pour la suite de ce chapitre, nous nous intéresserons, dans un premier temps, à la modélisation de la résistance au roulement, puis aux efforts de propulsion ainsi qu'à l'application de ces résultats pour une modélisation en éléments finis du FRM.

1.2 Concept de résistance au roulement

La résistance au roulement traduit l'ensemble des forces qui contrarient la mise en mouvement par roulement d'un objet sur un autre [Seitz_N.1971]. Dans le cas du fauteuil roulant manuel, la résistance au roulement se traduit par des efforts qui contrarient la mise en mouvement des roues sur le sol de déplacement. Ces efforts correspondent aux efforts de contact exercés par le sol sur la roue. Les paramètres de ce contact sont simultanément la rigidité des pneumatiques, leur déformation, celle du sol, les micro-glissements et les irrégularités du sol.

1.2.1 Analyse du phénomène de résistance au roulement

De nombreux domaines sont concernés par l'étude de la résistance au roulement. Elle a pour intérêt d'analyser et de quantifier ce paramètre important, car augmentant les efforts nécessaires au mouvement d'un système pourvu de roues. Les acteurs du domaine automobile se sont très tôt intéressés à la problématique de diminution des efforts contrecarrant le mouvement d'un véhicule. Les pneumatiques sont les éléments de liaison entre les occupants d'une automobile et le sol. Ils ont donc un rôle dans le contrôle et la sécurité du véhicule. Un pneumatique de voiture doit donc apporter confort de conduite, adhérence, mais basse résistance au roulement, afin de diminuer la consommation du véhicule et donc ses productions polluantes.

L'étude de *N. Seitz* et *A.W. Hussman* s'intéresse à la rigidité latérale de pneumatique et à leur surface de contact avec le sol [Seitz_N.1971]. Ils présentent des résultats sur le lien entre la qualité d'un pneumatique et la répartition des efforts de contact sol-roue. Toujours dans le domaine automobile, *L.H. Yam* caractérise la déformation d'un pneumatique en fonction des charges aux quelles il est soumis, de sa vitesse et de sa pression de gonflage [Yam_L.H.2002]. Il évalue la variation du rayon de la roue en fonction de ses variables. Il mesure par exemple la diminution du rayon de la roue en fonction de l'augmentation de la charge. Dans cette étude, *L.H. Yam* introduit un paramètre qui matérialise la distance entre la verticale du centre d'une roue et le point d'application de la résultante des forces de réaction exercées par le sol sur la roue. Ce paramètre que nous nommerons λ est aussi présenté dans le l'ouvrage de *D.J. Schuring* sur la perte au roulement des pneumatiques [Schuring_D.J.1983]. Il y expose les travaux de Coulomb, ingénieur bois, qui le premier mesura la résistance au roulement en introduisant le terme λ selon une représentation proche de la figure 2. Il est précisé que ce terme ne dépend pas du rayon de la roue, mais de la nature de celle-ci et de la nature du sol.

L'étude de *S.J Kim* sur les problèmes au contact de pneumatique va plus loin et introduit le comportement élastique d'un pneumatique [Kim_SJ.1997]. Il se base sur le phénomène physique de déformation auquel λ est lié, puis modélise le pneumatique comme étant un système composé d'une partie centrale indéformable et d'une partie externe déformable. Les liaisons entre ses deux parties par des ressorts à la raideur connue. Nous verrons au paragraphe 1.3.3 l'importance de ce point.

Après la caractérisation mécanique du phénomène résistance au roulement, il semblait nécessaire de disposer d'outils pour le mesurer. L'étude *L.H. Yam* utilise un banc d'essais complexe instrumenté de capteurs de forces, de pression, de surface et de vitesse. Le développement et la validation d'un tel banc d'essais sont conséquents. *T.G. Franck* présente une technique pour mesurer des valeurs de faibles résistances au roulement [Frank_T.G.1988]. Cette technique est basée sur le préambule suivant : la décélération d'un véhicule mis en mouvement puis laissé libre est directement liée aux résistances au roulement auxquelles est soumis ce véhicule.

Les études présentées ci-dessus ont été peu abordées dans le domaine du fauteuil roulant manuel. Des auteurs se sont intéressés comme *T.G. Franck* à mesurer la résistance au roulement par des tests de poussée et des mesures de décélérations [van_der_Woude_LH.2003] - [Vaslin_P.2000], sans pour autant apporter une discrétisation précise du phénomène de résistance au roulement appliqué au FRM. La suite de ce document présentera notre travail dans ce domaine.

Si l'on considère une roue posée sur le sol, en statique à la limite de l'équilibre, les efforts exercés par le sol sur le pneumatique sont répartis sur toute l'étendue du contact entre la roue et le sol (figure 2). Physiquement, nous pouvons observer une déformation du pneumatique et/ou du sol selon sa nature. La déformation principale est en amont de la verticale de l'axe de la roue par rapport au sens du mouvement. Un ensemble d'efforts est exercé par le sol sur la surface de la roue en contact avec celui-ci. Ainsi en supposant que le

phénomène est plan, ces efforts peuvent être représentés par une résultante \vec{R} dont le point d'application est en amont du point théorique de contact, I. La distance entre le point d'application J et la verticale du centre de la roue est nommée λ , paramètre de résistance au roulement. Cette déformation, donc λ , au contact peut être nanométrique, micrométrique, ou millimétrique. Nous y répondrons ultérieurement. Maintenant, tentons de mettre en

mouvement à l'aide d'une force \vec{F} une roue posée sur le sol.

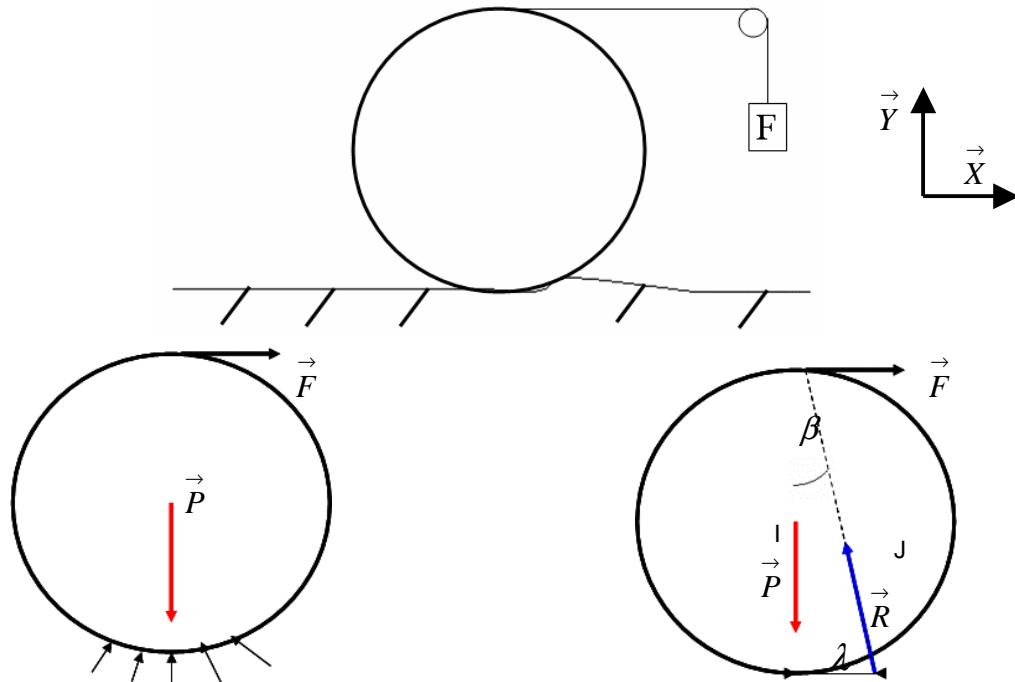


Figure 2 : Effort de contact roue/sol

1) la roue est posée sur le sol et mise en mouvement par une force F . La roue et/ou le sol se déforme lors du déplacement de la roue. 2) un ensemble de forces de réaction est exercé par le sol sur la roue sur toute la surface roue-sol. 3) R , résultante de l'ensemble des forces de réaction, décalé de λ par rapport à la verticale de l'axe de la roue.

La roue est donc sollicitée par 3 forces:

- \vec{P} , poids de la roue,
- \vec{F} , force de traction,
- \vec{R} , résultante des forces exercées par le sol sur la roue,
- β , angle formé par R et la verticale.

À la limite de l'équilibre, \vec{P} , \vec{R} et \vec{F} sont concourantes pour répondre aux conditions d'équilibre d'un solide soumis à 3 forces. Les conditions d'équilibre de la roue se traduisent de plus par $\vec{F} + \vec{P} + \vec{R} = 0$ et par la somme nulle des moments.

D'où sur Y , nous avons :

$$-P + R \cos \beta = 0 \quad \text{donc} \quad R = \frac{P}{\cos \beta}$$

Sur X , nous avons :

$$F - R \sin \beta = 0 \text{ soit } F = R \sin \beta \text{ donc } F = P \frac{\sin \beta}{\cos \beta}$$

A l'équilibre aux limites, les forces sont concourantes, alors : $F = mg \times \tan \beta$

$$\text{Or } \tan \beta = \frac{\lambda}{2r} \text{ (figure 2)}$$

$$\text{Nous obtenons donc : } F = mg \frac{\lambda}{2r}$$

Nous considérons que le paramètre λ divisé par le rayon de la roue caractérise la résistance au roulement. En général la résistance au roulement est caractérisée par λ [van_der_Woude2003]. Ainsi, plus le rayon est grand, et plus la résistance au roulement sera faible à λ défini.

1.2.2 Détermination des paramètres de résistance au roulement

Pour accéder expérimentalement aux valeurs des λ , nous faisons appel à un modèle mécanique que nous développons ci-dessous.

Après avoir présenté une analyse mécanique à la limite de l'équilibre pour une roue, nous allons étudier la résistance au roulement en dynamique à l'aide de la modélisation mécanique d'un FRM (figure 3).

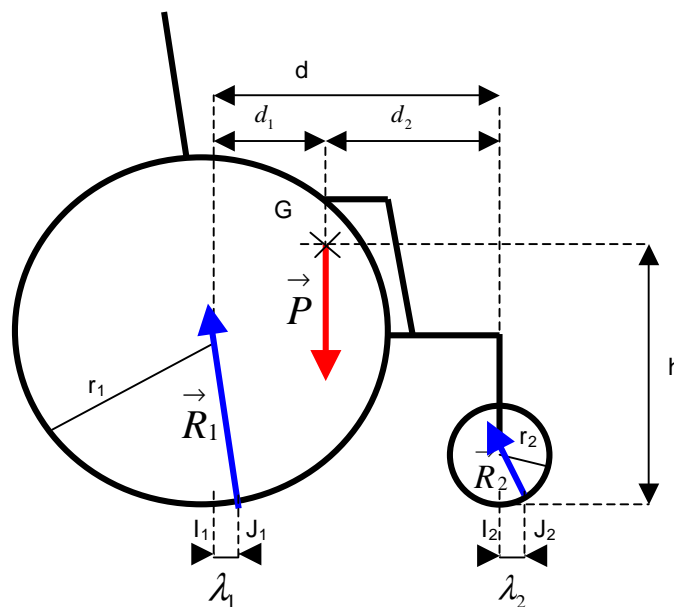


Figure 3 : Efforts externes exercés sur un FRM :

Poids du système et réaction au sol des roues motrices et directrices décalées de λ .

Les hypothèses utilisées sont :

- Les pièces sont supposées indéformables,
- Les frottements au palier sont négligés,
- Il y a roulement sans glissement entre le pneu et le sol,
- Le mouvement du châssis du FRM par rapport au sol est un mouvement de translation rectiligne.

Les efforts externes à ce système sont :

- \vec{P} , le poids du FRM et le poids additionnel de l'utilisateur, en considérant celui-ci immobile,
- \vec{R}_1 , résultante des forces exercées par le sol sur la roue arrière,
- \vec{R}_2 , résultante des forces exercées par le sol sur la roue avant.

Pour déterminer les valeurs de λ , nous allons utiliser des acquisitions de terrain. Des tests de poussée [Brubaker_CE.1986] [van_der_Woude_LH.1986] ont été réalisés avec un fauteuil ergomètre de terrain nommé le FRET1 [Dabonneville_M.2005]. Ces tests consistent à mettre en mouvement ce FRM instrumenté par une poussée ponctuelle. Plusieurs essais sont réalisés avec différentes répartitions des charges sur le système de soutien du corps du FRET1. Ils permettent de mesurer la décélération.

A partir des lois de la dynamique appliquées au FRM, nous pouvons exprimer l'accélération du centre de gravité à l'aide de la relation ci-dessous :

$$\gamma_G = -g \left[\frac{m \left(\frac{\lambda_2 d_1}{r_2 d} + \frac{\lambda_1 d_2}{r_1 d} \right) + m \left(\frac{\lambda_1 \lambda_2 r_1 - r_2}{r_1 r_2 d} \right)}{\left(m + \frac{I_1}{r_1^2} + \frac{I_2}{r_2^2} \right) \left(1 + \frac{\lambda_1 - \lambda_2}{d} \right) + \left(m + \frac{I_1}{r_1 h} + \frac{I_2}{r_2 h} \right) \left(\frac{\lambda_2}{r_2} - \frac{\lambda_1}{r_1} \right) \frac{h}{d}} \right]$$

Voir le développement en annexe 1.1.

Avec :

- m , la masse du système FRM et charge additionnelle,
- I_1 et I_2 les moments d'inertie des roues arrière et avant par rapport à leur centre.

Après hypothèses simplificatrices, l'application numérique montre que :

$$\left(\frac{\lambda_2}{r_2} - \frac{\lambda_1}{r_1} \right) \frac{h}{d} \text{ est proche de } 0,$$

$$\left(\frac{\lambda_1 \lambda_2}{r_1 r_2} \frac{r_1 - r_2}{d} \right) \text{ est de grandeur négligeable par rapport à } \left(\frac{\lambda_2}{r_2} \frac{d_1}{d} + \frac{\lambda_1}{r_1} \frac{d_2}{d} \right),$$

$$\frac{\lambda_1 - \lambda_2}{d} \text{ est proche de } 0.$$

Ces termes sont négligés, car la valeur de λ est négligeable par rapport à d , comme précisé à la prochaine application numérique.

Nous obtenons donc : $\gamma_G = -g \left[\frac{m \left(\frac{\lambda_2}{r_2} \frac{d_1}{d} + \frac{\lambda_1}{r_1} \frac{d_2}{d} \right)}{m + \frac{I_1}{r_1^2} + \frac{I_2}{r_2^2}} \right]$. Si les inerties sont négligées,

car $\frac{m}{m + \frac{I_1}{r_1^2} + \frac{I_2}{r_2^2}} = 0.98$, nous obtenons : $\gamma_G = -g \left[\frac{d_2}{d} \frac{\lambda_1}{r_1} + \frac{d_1}{d} \frac{\lambda_2}{r_2} \right]$

Le tableau 1 récapitule les moyennes des données obtenues lors des tests de poussée du FRET1. Ce tableau souligne l'impact de la répartition de la charge sur un FRM. La répartition roues avant apparaissant sur le tableau ci-après correspond au pourcentage du poids total appliqué sur les roues avant, ou encore à $\frac{d}{d_1}$:

| Répartition roues avant en % | Accélération en m/s ² |
|------------------------------|----------------------------------|
| 21,96 | -0,088 |
| 22,47 | -0,082 |
| 60,00 | -0,160 |
| 66,13 | -0,154 |

Tableau 1 : Tableau décélération mesuré par le FRET1 lors des tests de poussée

4 mesures avec une répartition des masses différentes à chaque mesure.

Pour déterminer λ_1 et λ_2 , nous faisons appel à la relation précédente de γ_G . En entrant les données de mesures (d_1 , d_2 , r_1 et r_2) ainsi que les données expérimentales, nous pouvons écrire 4 fois cette équation à 2 inconnues.

Nous pouvons donc déterminer à l'aide de ce système surabondant les valeurs de λ_1 et λ_2 .

Suivant les formules précédentes, l'application numérique donne :

$$\lambda_2 \approx 1.5mm \text{ et } \lambda_1 \approx 1mm$$

La résistance au roulement des roues avant est supérieure à celle des roues arrière, pour autant, λ_2 n'est pas très différent de λ_1 .

Calculer λ [S-J._Kim1997] à partir de la dynamique est peu fréquent. Notre démarche permet de calculer ce paramètre en tenant compte du poids du système, de la répartition de ce poids, et de la configuration du FRM.

Le paragraphe suivant complètera la discrétisation du phénomène de résistance au roulement en proposant une approche globale de la résistance au roulement pour un FRM. Nous quantifierons aussi l'impact de la répartition du poids.

1.2.3 Aspects énergétiques liés à la résistance au roulement

Les aspects énergétiques seront étudiés dans ce paragraphe pour disposer d'une approche globale de la résistance au roulement. Pour calculer l'énergie, je reprends l'analyse des efforts exercés par le sol sur les roues du FRM dans le cas d'un mouvement de translation rectiligne libre. Si nous réduisons les efforts de contact au point I, point théorique de contact roue-sol, nous trouvons à nouveau la même résultante \vec{R} plus un couple de moment λN_z . Ce couple est nommé couple de résistance au roulement.

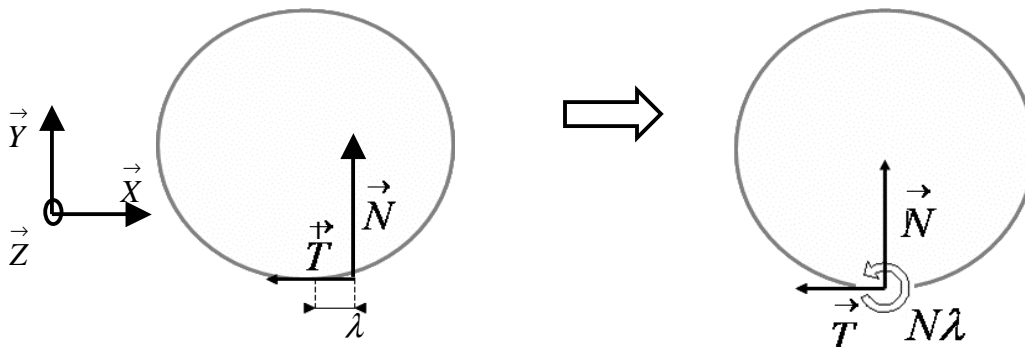


Figure 4 : Illustration du couple de l'effort du contact roue-sol

λ et la normale de la réaction au sol caractérise le couple de résistance au roulement.

Pour un FRM, nous obtenons, au niveau des roues arrière, une résistance \vec{R}_1 appliquée en I et un couple résultant de moment $\lambda_1 N_1$ (figure 5). Au niveau des roues avant, nous obtenons une résistance \vec{R}_2 appliquée en I et un couple résultant de moment $\lambda_2 N_2$. \vec{P} est le poids total de l'ensemble appliqué au centre de gravité :

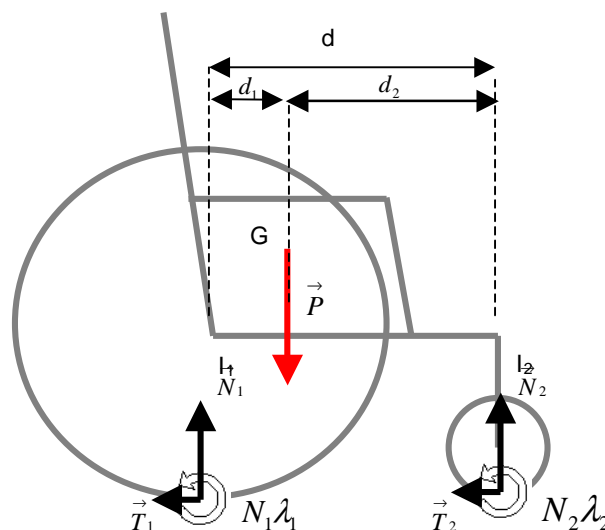


Figure 5 : Couple de l'effort du contact roue-sol et efforts externes exercés sur un FRM

Les λ des roues motrices et directrices et leur normale respective des réactions au sol caractérisent les couples de résistance au roulement.

\vec{T}_1 est opposé au mouvement si la roue arrière est non motrice, c'est le cas du test de poussée. A l'inverse, si les roues arrières sont motrices, par exemple si l'utilisateur exerce des efforts de poussée sur les mains-courantes, \vec{T}_1 aura un sens inversé.

En considérant ω_1 et ω_2 les vitesses angulaires des roues avant et arrière par rapport au sol, nous pouvons exprimer la puissance de résistance au roulement (P_{rr}) comme suit car ici $P_{R1} = P_{R2} = 0$:

$$P_{rr} = N_1 \lambda_1 \omega_1 + N_2 \lambda_2 \omega_2$$

S'il n'y a aucun glissement en contact en I, la vitesse de déplacement du FRM est égale à la vitesse angulaire des roues multipliée par leur rayon :

$$V_{FRM} = -r_1 \omega_1 = -r_2 \omega_2$$

$$\text{D'où } P_{rr} = -N_1 \lambda_1 \frac{V_{FRM}}{r_1} + N_2 \lambda_2 \frac{V_{FRM}}{r_2}$$

Si nous négligeons les valeurs de λ devant d_1 et d_2 , et que nous négligeons la dynamique, les équations de la mécanique appliquée au FRM nous conduisent à :

$$N_2 d - P d_1 = 0 \rightarrow \frac{N_2}{P} = \frac{d_1}{d}, \text{ de même } -N_1 d + P d_1 = 0 \text{ d'où } \frac{N_1}{P} = \frac{d_2}{d}$$

$\frac{d_2}{d}$ représente la répartition de charge, soit le rapport entre la composante normale sur la roue arrière et le poids total du FRM.

En rapportant les expressions de N_1 et N_2 dans l'expression de P_{rr} , nous obtenons :

$$P_{rr} = - \left[\frac{d_2}{d} \frac{\lambda_1}{r_1} + \frac{d_1}{d} \frac{\lambda_2}{r_2} \right] P V_{FRM}$$

La puissance de résistance au roulement est donc proportionnelle au poids du FRM, à sa vitesse, et à un troisième terme intégrant la répartition du poids et le rapport $\frac{\lambda}{r}$ pour les

roues avant et arrière. Ainsi pour un poids donné, la perte d'énergie est une fonction linéaire de $\frac{\lambda_1}{r_1}$ et de $\frac{\lambda_2}{r_2}$. Le terme $\frac{\lambda}{r}$ caractérise donc la résistance au roulement. C'est un facteur car il est adimensionnel. Ainsi, pour un FRM la résistance au roulement des roues avant et arrière est caractérisée respectivement par les rapports $\frac{\lambda_2}{r_2}$ et $\frac{\lambda_1}{r_1}$.

En se basant sur l'expression de la puissance obtenue et en faisant appel aux résultats des expériences présentées au paragraphe précédent, nous pouvons calculer l'évolution de P_{rr} en fonction de la répartition du poids sur les roues avant.

Avec $\lambda_1 \approx 1\text{mm}$, $\lambda_2 \approx 1.5\text{mm}$, $r_1=30\text{cm}$ et $r_2=7\text{cm}$, nous avons :

$$\frac{\lambda_1}{r_1} = \frac{3.3}{1000} \text{ et } \frac{\lambda_2}{r_2} = \frac{2.15}{100} \text{ soit } \boxed{\frac{\lambda_2}{r_2} \approx 6.5 \frac{\lambda_1}{r_1}}$$

$$D'où P_{rr} = \left(-3,3 \cdot 10^{-3} \times \frac{d_2}{d} - 21,5 \cdot 10^{-3} \times \frac{d_1}{d} \right) \times mg \times V_{FRM}$$

Cette expression de la puissance de résistance au roulement nous conduit au graphique de la figure 6, pour $V_{FRM}=1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ et $m=100\text{kg}$:

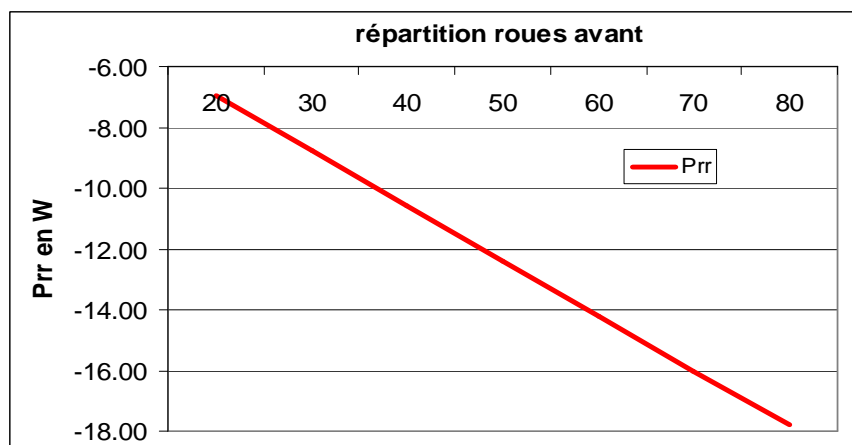


Figure 6 : Puissance de résistance au roulement en fonction de la répartition sur roues avant

Nous pouvons aussi remarquer que la puissance dissipée aux roues avant est 2.5 fois supérieure à la puissance dissipée aux roues arrière. Dans un cas extrême, le rapport peut être de 20.

Comme $\frac{\lambda}{r}$ caractérise la résistance au roulement, la faible valeur du rayon des roues avant montre que la résistance au roulement est supérieure sur les roues avant.

Ces données soulignent l'importance du choix des roues, notamment des roues directrices. Le diamètre de roue est donc un paramètre primordial dans les choix initiaux du FRM.

Sur ergomètre à rouleaux la résistance au roulement est de nature différente à l'arrière et négligée à l'avant. En effet, la nature du contact entre les roues arrière et les rouleaux n'est pas la même que celle avec un sol plan. De même, sur ces ergomètres les roues avant n'interviennent pas dans le déplacement [Kerk_JK.1995]. Or comme la résistance au roulement est supérieure pour les roues avant, la négliger peut minimiser les efforts à exercer sur les mains-courantes [Devillard_X.2001].

L'étude de *R. Section* montre que la largeur du pneumatique peut aussi majorer le travail nécessaire à la mise en mouvement de la roue [Section_R.2003].

Nous avons étudié dans une approche précise, puis globale le phénomène de résistance au roulement appliqué à un FRM. Au chapitre suivant, nous intégrerons ces travaux dans la modélisation des efforts nécessaires à la mise en mouvement d'un FRM.

1.3 Modélisation des efforts de propulsion exercés sur les mains courantes

1.3.1 Modélisation de la poussée sur les mains-courantes

Souhaitant disposer d'un outil de simulation théorique des efforts nécessaires à la mise en mouvement d'un FRM, nous avons développé des modèles mécaniques simulant les efforts exercés sur les mains courantes.

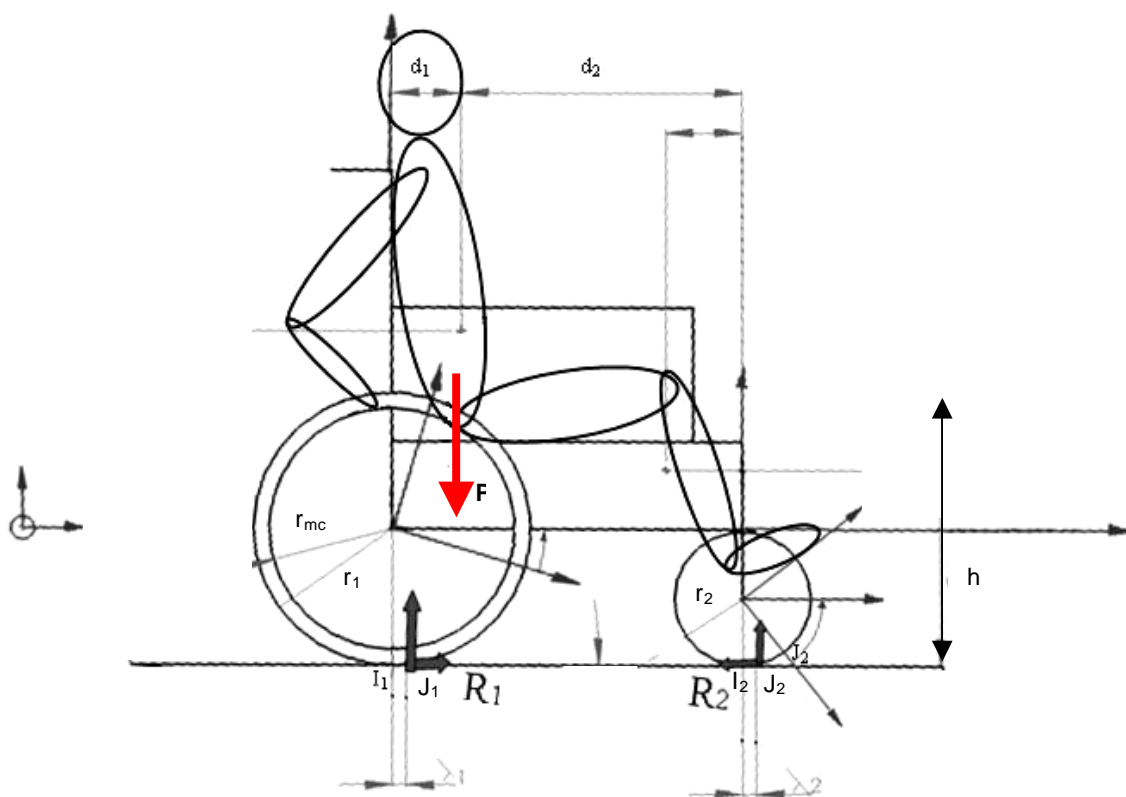


Figure 7 : Efforts externes exercés sur le système FRM-utilisateur

La force de poussée exercée par l'utilisateur sur les mains courantes est interne au système et n'est donc pas représentée sur ce schéma.

Ce système 'FRM et utilisateur' est soumis à :

- **P** : poids du système exercé au centre de gravité,
- **R₁** : résultante des efforts exercés par le sol sur la roue arrière appliqués en J₁ et de composantes T₁ et N₁,
- **R₂** : résultante des efforts exercés par le sol sur la roue avant appliqué en J₂ et de composantes T₂ et N₂.

Si on isole la roue arrière, on obtient :

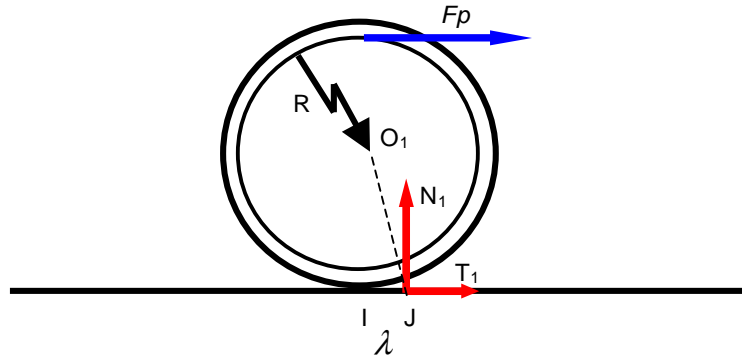


Figure 8 : Roue motrice isolée

Cette schématisation permet de faire apparaître F_p , force externe dans ce cas.

Ce système est soumis à :

- \mathbf{R} : efforts exercés par le châssis du FRM sur l'axe de la roue, et poids de la roue,
- \mathbf{R}_1 : efforts exercés par le sol sur la roue, point d'application J, de composantes tangentielle T_1 et normale N_1 ,
- \mathbf{F}_p : effort tangentiel de force de poussée exercée par l'utilisateur (l'effort latéral et le couple sont négligés).

Pour aborder cette analyse mécanique, nous avons utilisé les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le sujet est immobile par rapport au FRM,
- Les pièces sont supposées indéformables,
- Le frottement des pièces en mouvement est négligé,
- Les masses et l'inertie des roues motrices et directrices sont négligées,
- Il y a roulement sans glissement entre le pneu et le sol.

Ce qui donne F_p , force de poussée exercée par l'utilisateur sur les mains-courantes pour mettre en mouvement le FRM :

$$F_p = m \frac{r_1}{r_{mc}} \left[\gamma \cdot \frac{(d_1 + d_2 + \lambda_2)r_1 r_2 + h(\lambda_1 r_2 - \lambda_2 r_1)}{(d - \lambda_1 + \lambda_2)r_1 r_2} + \frac{(d_1 + \lambda_1)(\lambda_2 r_1) + (d_2 + \lambda_2 - 2\lambda)(\lambda_1 r_2)}{(d - \lambda_1 + \lambda_2)r_1 r_2} \cdot g \right]$$

Voir le développement en annexe 1.3.

1.3.2 Validation

Pour valider ce modèle, il est nécessaire de disposer d'un FRM instrumenté. Notre ergomètre n'étant pas encore exploité, il était nécessaire de disposer d'un autre modèle pouvant être validé expérimentalement. Un modèle de traction châssis, T_c , fut ainsi développé. C'est une force de traction. Elle est exercée sur le châssis et permet de mettre en mouvement le FRM. T_c suit les mêmes choix et hypothèses que F_p et permet d'être confrontée à des mesures expérimentales. Ici, le sujet est remplacé par des masses additionnelles répondant à la norme ISO 7176. P correspond au poids du FRM et aux poids des masses additionnelles.

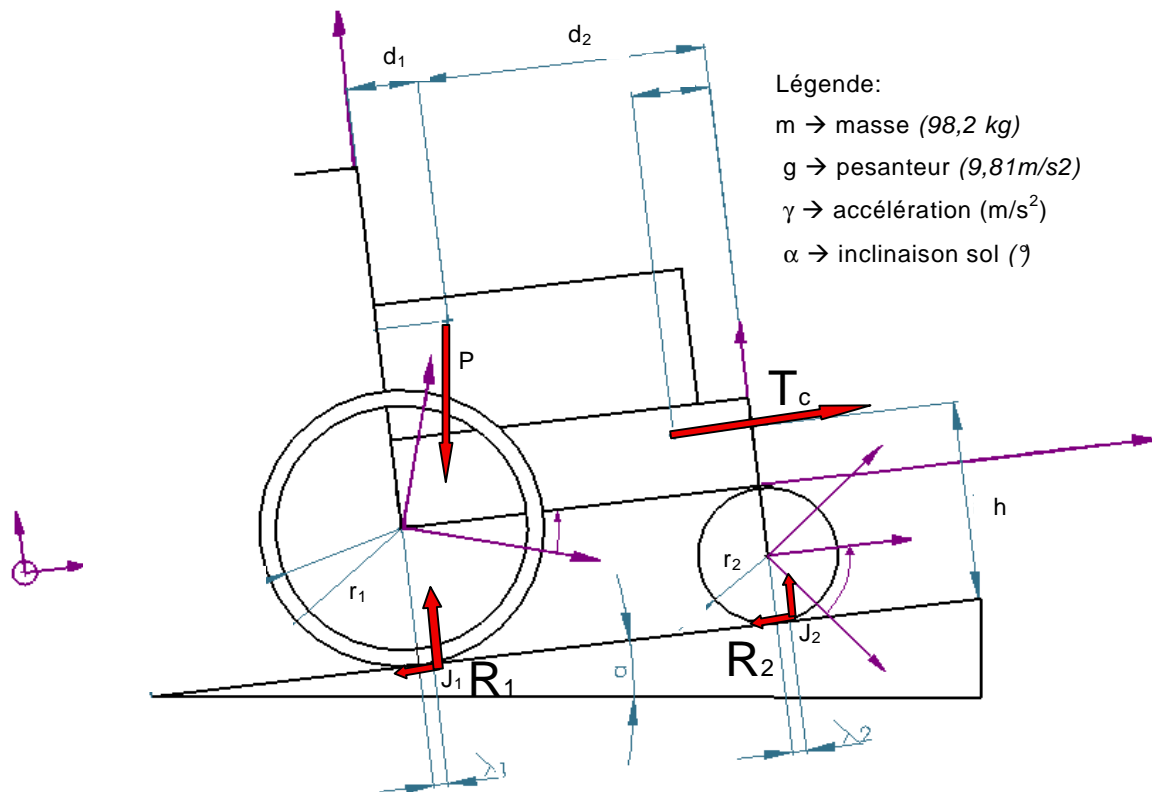


Figure 9 : Efforts externes exercés sur le système FRM-mannequin

Remarque : Les roues arrière ne sont pas motrices dans ce cas, donc les forces T_1 et T_2 s'opposent au mouvement du fauteuil.

Ce système « FRM et utilisateur » est soumis à :

- P : poids du système exercé au centre de gravité,
- R_1 : résultante des efforts exercés par le sol sur la roue arrière, appliqués en J_1 , et de composantes T_1 et N_1 ,
- R_2 : résultante des efforts exercés par le sol sur la roue arrière appliqués en J_2 et de composantes T_2 et N_2 ,
- T_c : force de traction châssis.

Pour aborder cette analyse mécanique, nous avons utilisé les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le sujet est immobile par rapport au FRM,
- Les pièces sont supposées indéformables,
- Le frottement des pièces en mouvement est négligé,
- Les masses et l'inertie des roues motrices et directrices sont négligées,
- Il y a roulement sans glissement entre le pneu et le sol.

Les lois de la dynamique conduisent à :

$$T_c = m \left(\gamma + g \sin \alpha + \frac{\lambda_1}{r_1} \times \frac{g(\cos \alpha \times d_2 + \sin \alpha \times h)}{d} + \frac{\lambda_2}{r_2} \times \frac{g(\cos \alpha \times d_1 - \sin \alpha \times h)}{d} \right)$$

Voir le développement en annexe 1.2.

Pour tester ce modèle, un FRM lesté d'un mannequin est mis en mouvement via une traction châssis (figure 9). Cette mise en mouvement est réalisée par un câble relié au FRM d'un coté, et à un tambour de l'autre. Le tambour, mis en rotation, met en tension le câble qui à son tour met en mouvement le FRM. La tension du câble est mesurée via un capteur de force. Le mannequin utilisé est un mannequin d'essai de 75 kg, qui répond aux normes ISO 7176. Ce mannequin est conçu de telle sorte que son centre de gravité, par rapport au fauteuil, est proche de celui d'un être humain de même masse. Le mannequin est composé de trois parties exerçant chacune une charge sur le dossier, l'assise et les palettes. Le fauteuil, lesté du mannequin, subit une accélération de $0,1 \text{ m.s}^{-2}$ contrôlée par le tambour et mesurée par le PC d'acquisition. Ces mesures sont réalisées sur une piste inclinable.

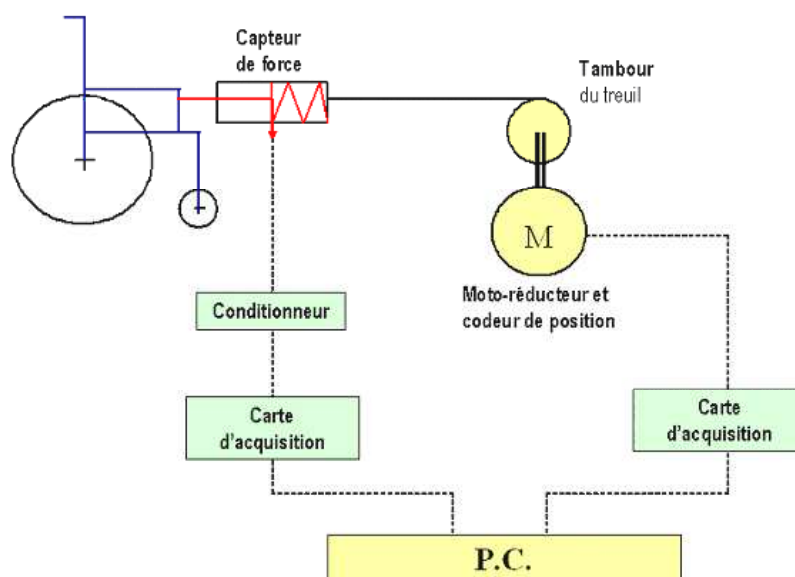


Figure 10 : Protocole pour l'acquisition des valeurs des efforts de traction

Les acquisitions donnent les résultats présents sur le graphique de la figure 10. Nous observons trois phases. Le premier pic correspond à la mise en tension du câble et à l'initiation de la mise en mouvement du FRM. Le premier plateau correspond à la phase d'accélération du FRM ($0,1m.s^{-2}$) jusqu'à atteindre la vitesse de $1m.s^{-1}$. Cette vitesse correspond au deuxième plateau de maintien de la vitesse. Le graphique confronte la théorie et l'expérimentation en présentant les acquisitions de terrain pour T_c (T_c expérimentale) pour 3 inclinaisons de sol (0%, 2% et 5%) et les valeurs théoriques de T_c (T_c théorique) correspondantes à ces 3 inclinaisons. Pour les simulations des valeurs théoriques, les valeurs de λ ont été obtenues selon les acquisitions des tests de poussée (voir paragraphe 1.2.2).

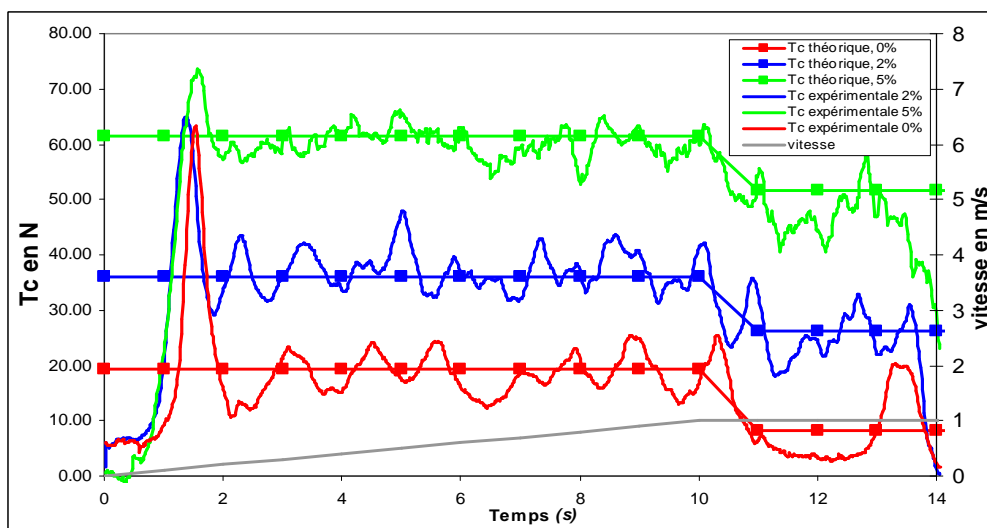


Figure 11 : Traction châssis théorique et expérimentale pour trois inclinaisons du sol : 0, 2 et 5%.

Les valeurs expérimentales du graphique de la figure 11 sont les valeurs moyennes des efforts mesurés calculés pendant les sept dernières secondes de la phase d'accélération. L'analyse statistique entre les points obtenus expérimentalement et les points obtenus théoriquement donne une haute corrélation ($>0,95$).

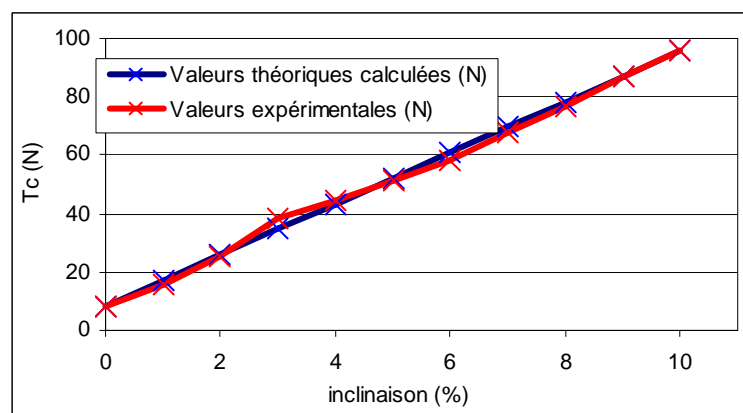


Figure 12 : Comparaison de la traction châssis théorique et expérimentale

Nous avons simulé des efforts de traction relatifs aux mesures expérimentales réalisées

1.3.3 Equivalence et extrapolation entre force de traction et force de poussée

La figure 13 montre la similitude des résultats des modèles théoriques de traction châssis et de force de poussée en simulation statique, basée sur les équations T_c et F_p . Le modèle traction châssis rend compte de la réalité, le modèle force de poussée est analysée selon la même démarche, nous pouvons donc extrapoler les acquisitions de terrain à celui-ci en avançant que les ordres de grandeur sont comparables.

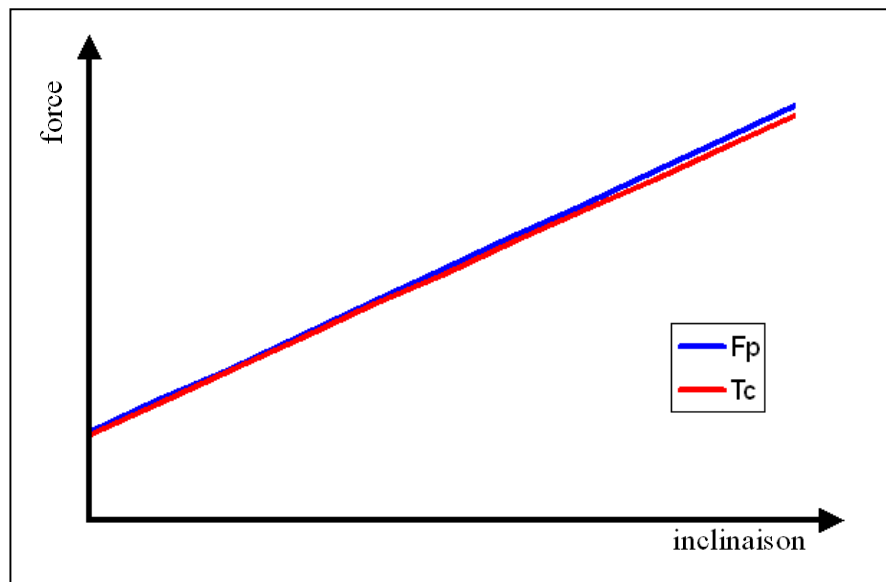


Figure 13 : Comparaison de la traction châssis théorique et de la force de poussée théorique

Le modèle F_p peut être utilisé pour simuler les efforts nécessaires à la mise en mouvement d'un FRM. Comme il est paramétrable, il renseigne sur les efforts nécessaires pour se déplacer en FRM dans un environnement connu. F_p quantifie aussi l'impact des réglages du FRM, notamment celui du positionnement des roues arrière. Ainsi, pour mettre en mouvement un FRM sur une pente lisse de 2% avec une accélération de $0.1\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$, il est nécessaire d'exercer une force de poussée sur les mains-courantes de 35N (Newton). Ces valeurs théoriques correspondent à un FRM lesté d'un mannequin de 75kg et ayant une répartition roue avant de 18%. Toujours dans cette configuration, la force de poussée dans la phase d'accélération lors de la mise en mouvement est de 60N pour une pente de 5%, contre 20N sur un sol horizontal. Par contre pour maintenir une vitesse constante sur un sol lisse, les forces de poussée sont respectivement de 30N et de 56N pour 2 et 5% de pente. Nous remarquons aussi qu'en dynamique les forces de poussée ne croissent pas de façon linéaire avec la pente. Leur augmentation de 0 à 2% n'est pas proportionnelle à celle de 2 à 5%.

Nous nous sommes aussi intéressés à l'influence de la nature du sol et de la pression des pneumatiques sur les efforts de propulsion. Les résultats suivants sont issus des acquisitions expérimentales de traction châssis. Les déplacements sur sol bitumeux majorent la force de

poussée de l'ordre de 20% par rapport à un déplacement sur sol lisse. Les déplacements sur moquette rase nécessitent 36N, soit presque le double d'efforts par rapport à un sol lisse. L'approche énergétique, via mesure d'oxygène confirme l'ordre de grandeur des résultats précédents [Wolfe_G.1997]. L'intérêt de mesurer les interactions utilisateur et FRM en fonction de la nature du sol est aussi de disposer d'un outil complémentaire aux études sur le confort, notamment par mesure des vibrations [Wolfe_G.2005].

De nombreuses études s'intéressent à l'impact de la pression de pneumatique sur les efforts de propulsion, par exemple pour un bicycle [Ryschon_T.1993] [Reiser_R.2003]. Selon nos mesures expérimentales de traction châssis, l'effort varie peu jusqu'à 2 bars. A cette pression, l'effort de propulsion est majoré de 19%, puis de 32% pour une pression de 1 bar. Sachant que la pression de gonflage de référence des pneumatiques est de 6 bars, nous nous rendons compte que l'impact de cette pression est fort, mais seulement pour une pression équivalente ou inférieure à 2 bars. Ici aussi, nous pouvons donc estimer que l'évolution de la force de poussée va croître dans les mêmes proportions.

L'étude de B. Sawatzki montre la distance moyenne parcourue lors de mesures équivalent au test de poussée pour différents pneus et différentes pressions [Sawatzki_B.2004]. Similairement à nos mesures, la différence est linéaire lors du passage de la pression donnée par le constructeur à 50% de celle-ci. Par contre la diminution de 50% à 25% de la pression implique une évolution de la diminution de la distance parcourue de deux et trois fois par rapport à la distance parcourue à une pression de 100%.

Ces résultats sont aussi une contribution au projet SACR-FRM. Pour rappel, l'objectif est de disposer d'un outil informatique d'aide à la décision pour conseiller le choix et les réglages d'un FRM à un patient en fonction de sa pathologie, de son cadre de vie, de ses besoins... Une des propositions du projet SACR-FRM est de mesurer la résistance à l'avancement des FRM mis sur le marché. La résistance à l'avancement regroupe un ensemble de paramètre, dont la résistance au roulement. Nos travaux et ceux de J. Gordon sur la caractérisation des pneumatiques pourrait être une étape [Gordon_J.1989].

1.3.3 Application : passage d'obstacle

1.3.3.1 Acquisitions expérimentales

Une des problématiques de ce document de thèse est de disposer d'outils pour analyser les interactions entre l'utilisateur, son FRM, et son environnement. Dans le chapitre précédent, la modélisation mécanique a montré son intérêt. Déjà les modèles précédents prenaient en compte l'environnement en intégrant l'inclinaison, la nature du sol, la pression des pneumatiques.

Nous avons réalisé d'autres travaux, avec une approche similaire, pour les efforts de poussée nécessaires au passage d'obstacle. Ce type de franchissement est courant pour les utilisateurs de FRM. En effet, les exemples d'obstacles sont nombreux : passage de porte, trottoirs, irrégularités de la chaussée... Le graphique de la figure 13 montre les efforts de traction exercés sur un FRM lors d'un passage d'obstacle de deux hauteurs différentes (1 et 2,7cm) et de forme parallélépipédique. Ces valeurs sont expérimentales. Le FRM lesté d'un mannequin est mis en mouvement selon le même protocole que le chapitre précédent (figure 9). Le fauteuil, lesté du même mannequin, initie son mouvement avec les roues motrices en contact avec l'obstacle. Les efforts exercés sur l'obstacle sont mesurés par une plate-forme de force à laquelle celui-ci est fixé

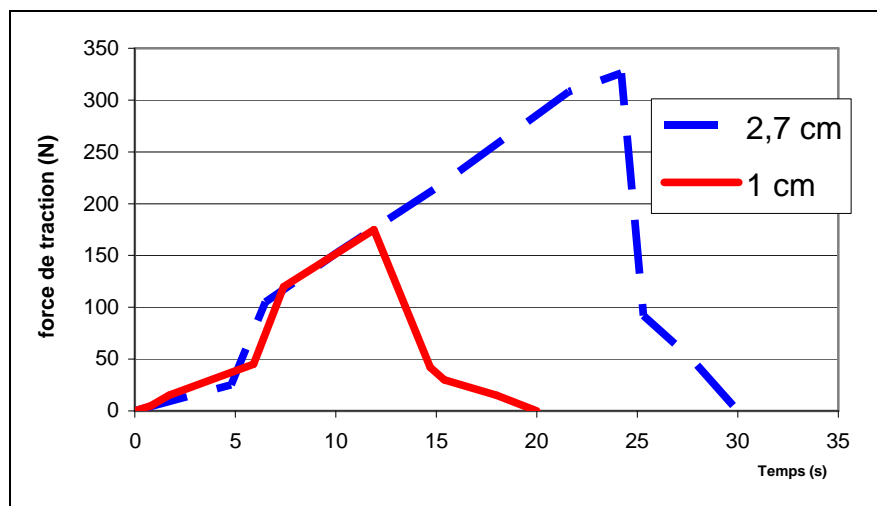


Figure 14 : Courbes de la force de traction sur le châssis selon deux hauteurs d'obstacle : 1cm et 2,7cm

Les allures de ces deux courbes sont similaires.

Pour ces mesures, nous avons conservé les pneumatiques sur les jantes du fauteuil. Nous observons que pour un obstacle de 1cm, il faut une force de traction sur le châssis de 175N.

Pour un obstacle de 2,7cm, nous avons dû fournir une force de 326N. Les courbes pour ces deux hauteurs d'obstacle ont des allures similaires.

A l'observation du FRM lors du passage d'obstacle, nous remarquons que le fauteuil s'immobilise lorsqu'il est en contact avec l'obstacle. Le pneumatique se déforme au contact de l'obstacle jusqu'au moment où la force de traction appliquée au FRM est assez grande pour faire franchir l'obstacle (figure 14). Lorsque les roues motrices commencent à décoller du sol le FRM franchit directement l'obstacle; il semble ne pas y avoir de position intermédiaire. La valeur maximale de la force de tension est atteinte lorsque les roues arrière ne touchent plus le sol.

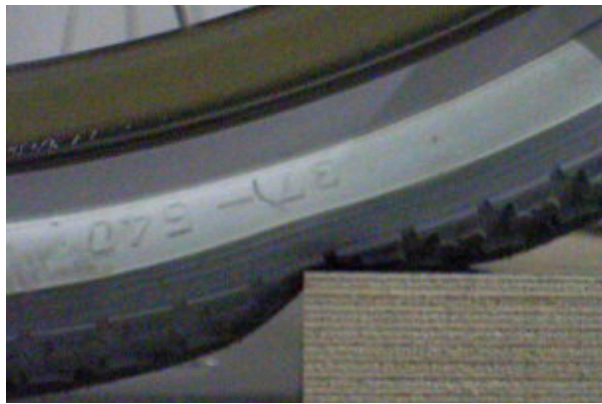


Figure 15: Photographie d'un pneumatique déformé par le passage d'un obstacle

1.3.3.2 Modèles mécaniques

Pour établir nos modèles théoriques, nous faisons les hypothèses suivantes :

- Aucune vitesse lors du contact avec l'obstacle,
- Seules les roues motrices franchissent l'obstacle,
- Le passage de l'obstacle est assimilé à une suite de positions statiques,
- La résistance au roulement des roues directrices est identique à celle pour un déplacement sur sol horizontal,
- Le centre de gravité reste fixe dans un repère associé au fauteuil,
- La force de traction / poussée est considérée horizontale au cours du franchissement,
- Il n'y a pas de glissement entre le pneu et l'obstacle.

Les dimensions utilisées sont les suivantes :

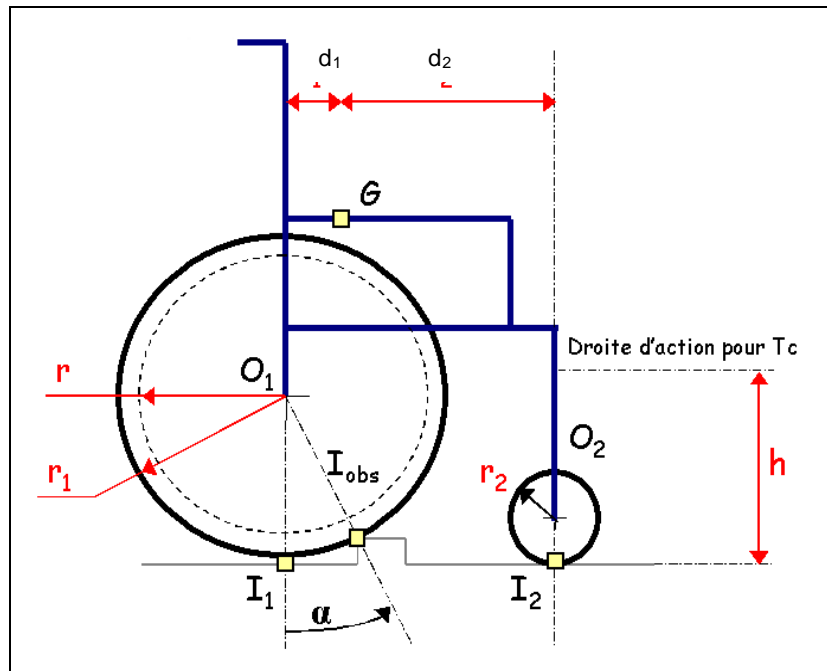


Figure 16 : Schéma pour le passage d'obstacle

Pour rappel, le franchissement est composé de deux phases :

- La première, une translation horizontale à vitesse lente, correspond à la compression du pneumatique entre la jante et l'obstacle. Lors des essais, l'accélération étant très faible, nous pouvons considérer la vitesse comme constante ;
- La seconde, une rotation autour du point de contact entre le pneumatique et l'obstacle. Il est difficile d'obtenir la vitesse et l'accélération pendant cette phase du franchissement.

Le modèle mécanique comprend l'écrasement du pneu lors du passage d'obstacles, la variation de l'angle α , angle entre la normale et la droite passant par le centre de la roue et le point de contact obstacle-pneu. Pour une même roue, l'angle α augmente lorsque la hauteur de l'obstacle augmente.

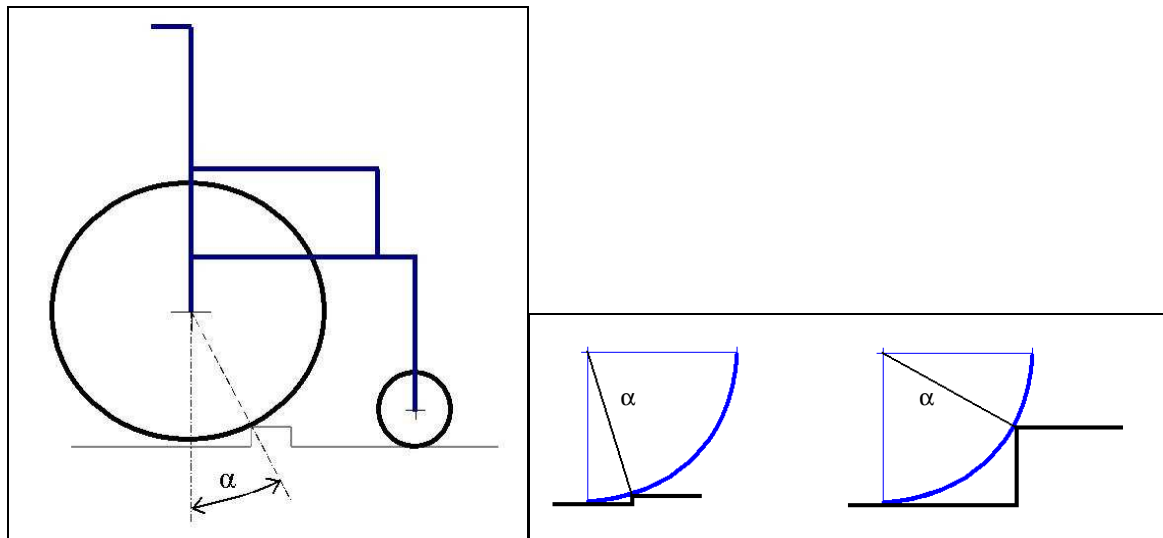


Figure 17: Influence de la hauteur de l'obstacle sur l'angle de contact et la déformation du pneu

Nous considérons que lors de la compression du pneumatique sur l'obstacle, l'angle α n'est plus constant et qu'il subit une faible variation jusqu'au moment où les roues motrices ne sont plus en contact avec le sol. Entre deux incréments de l'effort, nous conservons la valeur de la force de réaction du sol sur la roue et celle provoquant l'écrasement du pneumatique. Nous calculons aussi la variation angulaire entre deux incréments. Puis en introduisant ces variations dans le modèle pour l'incrément suivante, nous effectuons une analyse de l'équilibre. Nous considérons que le franchissement a lieu lorsque la réaction du sol sur les roues motrices est négative ou nulle. Ces démarches sont basées sur les travaux de *Captain* [Harth_V.2002].

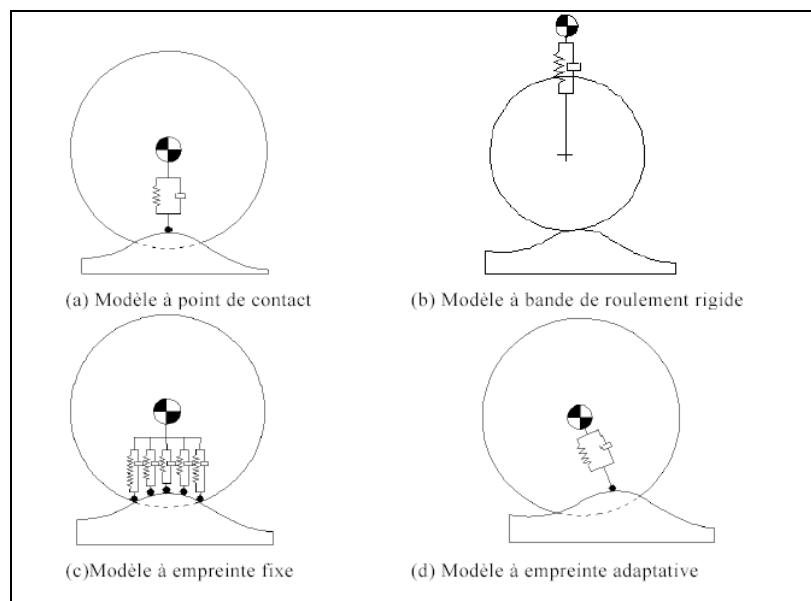


Figure 18: Modèles de Captain

4 conceptions de la déformation du pneumatique lors d'un passage d'un obstacle.

Les quatre modèles proposés par *Captain* peuvent être utilisés dans les simulations de dynamique du véhicule sur route rugueuse (figure 18). Nous utilisons le modèle à bande de roulement rigide. Dans ce modèle la roue est considérée indéformable. Pour modéliser la déformation du pneumatique, ce modèle intègre une suspension fictive entre les roues et le châssis du véhicule. Nous avons choisi ce modèle car c'est celui qui donnait les meilleurs résultats.

L'analyse du système FRM-utilisateur pour le modèle avec traction châssis donne :

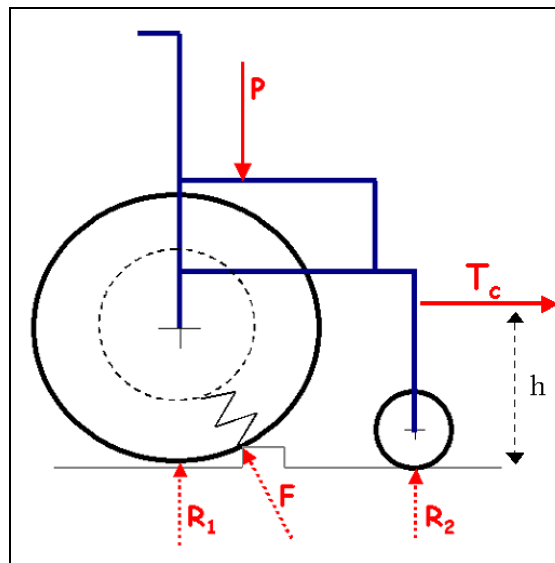


Figure 19 : Schéma pour modèle traction châssis pour le passage d'obstacle

Le modèle est identique à ceux présentés au chapitre précédent. Face aux grandeurs des efforts exercés par l'obstacle sur les roues arrière, la résistance au roulement est négligée. Les résultantes des efforts exercés par le sol sur les roues arrière et sur les roues avant sont respectivement R_1 et R_2 . Voir le développement en annexe 1.4.

Par méthode itérative, nous obtenons les résultats du tableau 3 pour la traction sur le châssis.

| Hauteurs de l'obstacle | Traction châssis | |
|------------------------|------------------|--------------|
| | Théorie | Expérimental |
| 10 mm | 193 N | 175 N |
| 27 mm | 329 N | 326 N |

Tableau 2 : Tableau comparatif F_p , et T_c expérimentale et théorique

Pour un obstacle de 10mm, la valeur théorique du modèle traction châssis est de 193N alors que la valeur mesurée est d'environ 175N. De même, pour une hauteur de 27mm, nous obtenons 329N par l'analyse de l'équilibre, et les mesures expérimentales sont de 326N. Nous constatons que les résultats théoriques obtenus avec le modèle traction châssis sont très proches des mesures expérimentales. Même si seule une validation expérimentale avec des mains-courantes instrumentées validera définitivement le modèle F_p , au vu des précédents résultats, nous pouvons extrapoler sur la fiabilité de ce modèle. Ainsi, nous pouvons penser qu'il est nécessaire d'exercer une force de poussée de près de 200N pour dépasser un obstacle de 1cm, soit dix fois plus que les efforts nécessaires pour se déplacer sur un sol plat.

Au chapitre précédent, nous avons vu qu'une faible pression des pneumatiques majore les efforts de propulsion sur sol plan. A l'inverse les acquisitions réalisées montrent, qu'une faible pression des pneumatiques aide au passage d'obstacle.

Les paragraphes précédents ont permis d'identifier les paramètres majeurs de la propulsion en FRM. Le paramètre de résistance au roulement fut intégré dans des modèles simulant les efforts que doit exercer un utilisateur pour mettre en mouvement son fauteuil. Il nous semblait pertinent de disposer d'un outil de simulation numérique intégrant ces travaux. Le chapitre suivant présente les travaux initiés de la modélisation en éléments finis d'un FRM.

1.4 Modélisation en éléments finis du FRM

Toujours dans une volonté de disposer d'outils de simulation, une modélisation en éléments finis a été initiée. Une modélisation multi-corps est intéressante pour une approche globale. Une modélisation en éléments finis permettra une étude des phénomènes locaux, principalement des zones en contact avec l'utilisateur. Les travaux présentés ci-après ont pour but d'illustrer la possibilité future d'intégrer les valeurs de simulation des modèles mécaniques et les données enregistrées lors des acquisitions du fauteuil roulant instrumenté. Ce travail est au stade initial.

1.4.1 Choix techniques

La modélisation géométrique est une association de lignes et de surfaces. Des lignes sont utilisées pour le châssis et les surfaces pour le dossier, l'assise, les palettes repose-pieds et le sol [Monti_MM.1985].

Les matériaux assignés sont choisis en se référant au fauteuil de référence. L'aluminium est choisi pour le châssis, le caoutchouc pour les pneumatiques, le plastique pour les roues avant et les palettes repose-pied, et du tissu pour les toiles d'assise et de dossier. Nous avons fait l'hypothèse d'un comportement élastique linéaire pour tous ces matériaux.

Le tableau 3 renseigne sur les caractéristiques des matériaux.

| | Aluminium | Caoutchouc | Plastic | Tissus |
|------------------------|-----------|------------|---------|--------|
| Coefficient de poisson | 0.3 | 0.5 | 0.35 | 0.4 |
| Module d'young (Mpa) | 70 | 4 | 0.4 | 2 |

Tableau 3 : Caractéristique des matériaux utilisés pour la simulation

A la géométrie précitée, nous allons associer les éléments ci-dessous.

- Eléments poutre 3D : rayons, châssis, tubes assise, tubes dossier, potences, tube transversal, pneus arrières, pneus avant, étriers, axes roues arrières et sa liaison, moyeux roues avant, mains courantes, liaisons mains courantes-roues arrière et liaisons tubes assise-potences,
- Eléments membrane : toile assise et toile dossier,
- Eléments coque : palette repose pieds et jantes roues avants,
- Eléments contact : point de liaison avec le sol.

Les conditions limites choisies ont été définies selon des articles et selon les résultats de nos simulations via les modèles mécaniques présentés précédemment (voir figure 1 pour la définition des parties d'un FRM). Les efforts appliqués sont ponctuels.

- Dossier : 250N [Sprigle_S.2003],
- Assise : 1500N [Maurer_CL.2004],
- Palette repose-pieds : 375N [Aissaoui_R.2000],
- Main-courante : 80N [Ambrosio_F.2005].

Les liaisons sol-roue répondent à un type de liaison rigide-flexible et intègrent des éléments ciblant les nœuds concernés [Zhang_X.2002].

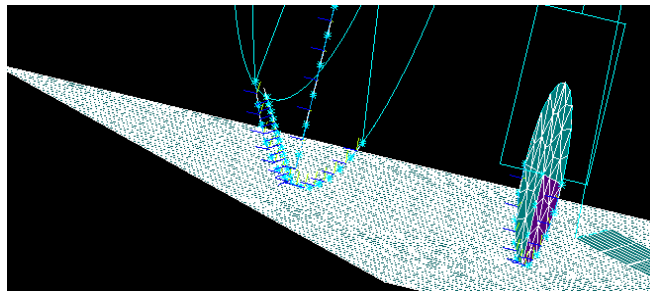


Figure 20 : Orientation d'élément de liaison sol-roue

Ils permettent de rendre possible d'éventuels glissements

La figure 21 illustre les résultats d'une simulation. Nous pouvons observer des déformations et des contraintes correspondant à une personne qui s'assied dans son fauteuil. Pour simuler au plus réel les phases non simultanées de l'exercice de ses contraintes, l'analyse est de type transitoire (P Sahoo, 2007).

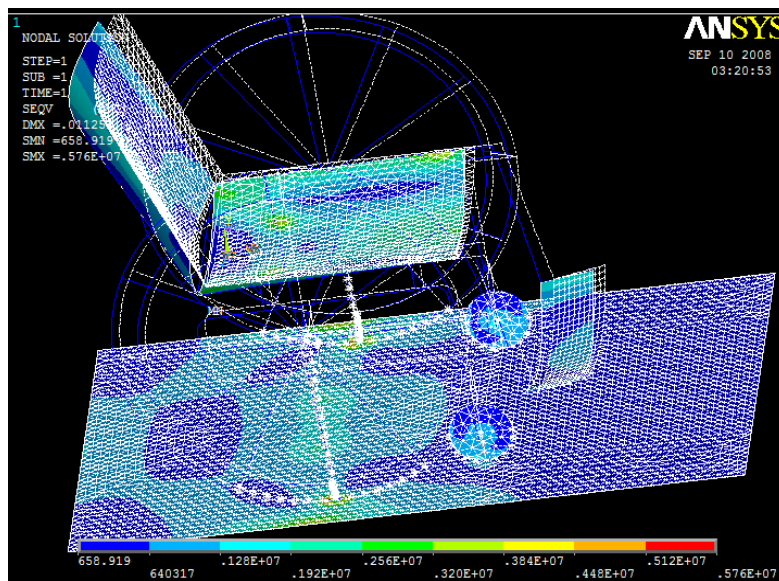


Figure 21 : Simulation d'efforts exercés sur un FRM

Nous observons entre autre la déformation des zones du système de soutien du corps.

1.4.2 Choix du FRM

Afin de valider notre modèle par analyse modale expérimentale, nous avons appliqué nos choix techniques sur la modélisation d'un modèle de FRM existant.

Le FRM choisi est un compromis entre un modèle rigide et un modèle pliable. Il présente un châssis de forme simple avec une rigidité qui permet des déformations visibles à l'œil nu. Ce FRM présente aussi un ensemble de réglages présents sur la figure 22.

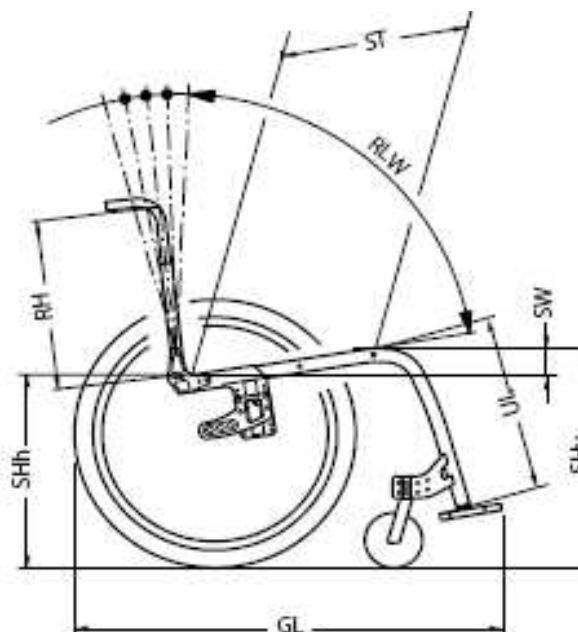


Figure 22 : Les paramètres du fauteuil

Les mesures du fauteuil sont données par sa documentation technique. Des mesures ont néanmoins été réalisées sur notre fauteuil témoin afin d'ajuster la modélisation en éléments finis à celui-ci.

| | | | |
|-----|----------------------------|------|---------------------|
| GB | Total width ¹⁾ | [cm] | 53–65 |
| GL | Total length ²⁾ | [cm] | 85–93.5 |
| SB | Seat width | [cm] | 34–46 |
| SHv | Height of seat front | [cm] | 45–54 |
| SHh | Height of seat rear | [cm] | 39–49 |
| SW | Seat angle | [cm] | 2–10 |
| ST | Seat depth | [cm] | 34–46 |
| UL | Knee-to-heel length | [cm] | 20–50 |
| RH | Backrest height | [cm] | 30–46.5 |
| RLW | Backrest angle | | 79°–97° |
| | Weight ²⁾ | [kg] | 11.5 (Carbon: 10.9) |
| | Maximum load | [kg] | 120 |

¹⁾ GB = SB + 19 cm (with 1° camber)

²⁾ depends on seat angle, length of lower leg, rear wheel and position of footrest

³⁾ With standard configuration, can vary +/-

Figure 23 : Géométrie définie par le fabricant

En tenant compte des mesures et des réglages du fauteuil, nous obtenons la modélisation suivante :

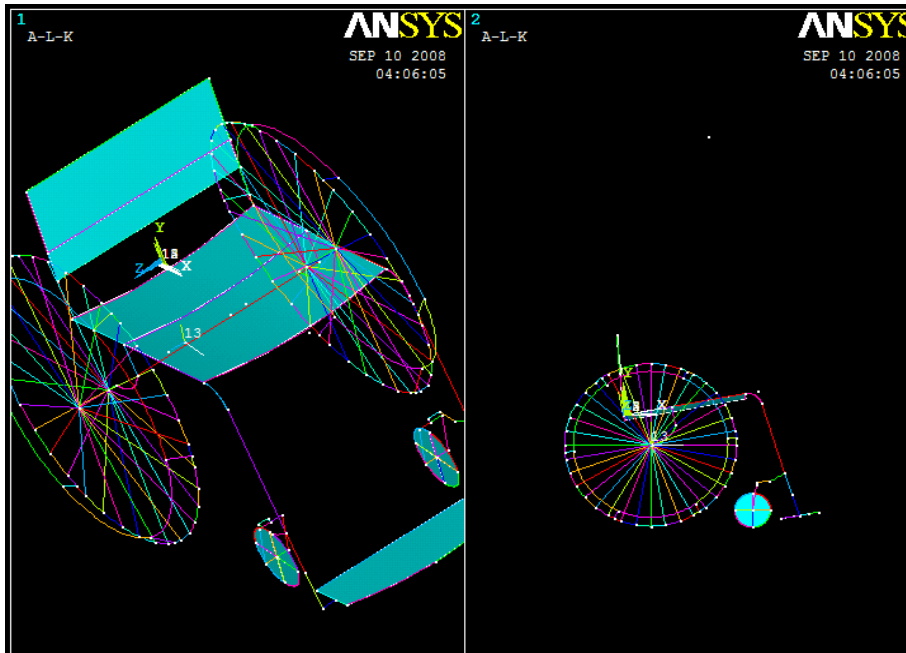


Figure 24 : FRM du commerce modélisé en éléments finis

La prochaine étape sera de réaliser une analyse modale expérimentale et donc de soumettre des contraintes au FRM réel et de mesurer les déformations physiques de ce dernier. Quatre réglages extrêmes seront choisis. Trois charges seront placées. Les déformations seront mesurées via des capteurs de déplacement.

1.5 Conclusion

Cette étude par modélisation des phénomènes physiques nous permet de quantifier la résistance au roulement d'un FRM et les efforts à exercer sur les mains courantes dans de nombreuses situations. La démarche choisie montre sa robustesse dans les différentes confrontations des données théoriques et expérimentales. Cette étude a montré la nécessité d'intégrer le paramètre de résistance au roulement des roues motrices et surtout des roues directrices. L'extrapolation des mesures expérimentales aux modèles de force de poussée sur mains courantes quantifie objectivement les efforts nécessaires aux déplacements en FRM. Cette quantification des efforts est étendue à différentes conditions expérimentales, proche des utilisations possibles d'un FRM. Nous disposons d'outils de simulations théoriques. L'étape prochaine sera de valider une nouvelle fois les modèles mécaniques mais cette fois-ci par des acquisitions avec le fauteuil instrumenté, CERAHFIT, présenté au chapitre 3.

Chapitre 2

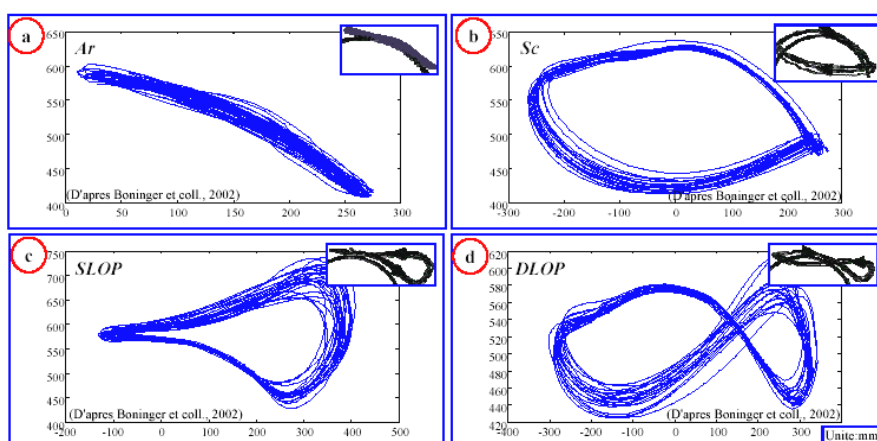
Mise en place d'un outil d'analyse cinématique de la propulsion en fauteuil roulant manuel

2.1 Introduction

De nombreuses études s'intéressent à la locomotion en FRM. Néanmoins ces études se font majoritairement en laboratoire [Cooper_R.1997], ce qui ne renseigne que partiellement l'utilisation d'un FRM dans la vie courante.

L'étude de la locomotion en FRM permet l'analyse du cycle de propulsion. Classiquement il est défini selon deux phases : une phase de poussée et une phase de recouvrement [Sanderson_DJ.1985] [Khélia_I.2003]. Sur sol lisse et plat, la phase de poussée est estimée à 25% du temps total du cycle de propulsion. La phase de recouvrement commence à partir du moment où la main lâche la main courante en fin de phase de poussée et se termine au moment où la main se repose sur la main-courante.

Le mouvement de la main de l'utilisateur par rapport au fauteuil décrit une trajectoire cyclique. La figure ci-dessous présente quatre styles de trajectoires [Shimada_SD.1998] [VeegerH_EJ.1998].



[Khélia_I2003]

Figure 25 : Styles de propulsion : 4 trajectoires du poignet décrivant 4 propulsions différentes.

Nous observons donc quatre types :

- Style en arc
- Style circulaire ou encore semi-circulaire,
- Style en boucle unique à propulsion supérieure,
- Style en double boucle à propulsion supérieure.

Des études se sont intéressées à quantifier les différentes phases de ces cycles. I. Khelia a dressé un tableau récapitulant ces études :

| <i>Auteur</i> | <i>Oscillation du coude</i> | <i>Oscillation de l'épaule</i> | <i>Oscillation du tronc</i> | <i>Abduction de l'épaule</i> |
|--|-----------------------------|--------------------------------|-----------------------------|------------------------------|
| <i>Shimada et coll. (1998)</i> | 90-140° | 20-70° | 0-15° | 30-70° |
| <i>Wang et coll. (1996)</i> | - | - | - | 65-80° |
| <i>Rogers et coll. (1994)</i> | 60° (variation) | 67° (variation) | 7 à 8° (variation) | 40-60° |
| <i>Rogers et coll. (2001)</i> | 149-154° (45-51° variation) | 18-23° (15-10° variation) | 80-85° (11-16° variation) | - |
| <i>Kobayashi et coll. (1991)</i> | 70-160° | 0-70° | 0-13° | 40-60° |
| <i>Goosey et coll. (2000)</i> | 82-84° (variation) | - | 10-17° (variation) | - |
| <i>Van der Woude et coll. (1989.b)</i> | 100-160° | - | 4-8° | 45-60° |

Tableau 4 : Amplitudes articulaires de la propulsion en FRM

Ces études soulignent par exemple que certains gestes place l'individu proche de ses butées articulaire, ce qui peut être traumatisant. Par contre, ces études sont souvent basées sur l'analyse cinématique en deux dimensions d'un seul membre. Or une analyse cinématique juste est une analyse en trois dimensions.

Nous avons donc vu l'intérêt de quantifier le cycle de propulsion en FRM afin de caractériser la gestuelle de l'utilisateur d'un FRM et l'adaptation de cette gestuelle en fonction des réglages de son fauteuil et de son environnement. Nous désirons réaliser une analyse quantifiée des mouvements de l'utilisateur d'un FRM en situation réelle. Pour le permettre, nous avons mis en place le développement d'une chaîne d'acquisition et de traitement vidéo permettant de reconstruire et de quantifier la gestuelle de déplacement en FRM.

Ce système est composé de caméras vidéo, d'une structure servant de référentiel spatial et d'un logiciel de reconstruction du mouvement.

2.2 Présentation du système d'analyse cinématique

En se basant sur nos besoins qui sont de quantifier la gestuelle de la personne utilisatrice d'un FRM en situation réelle, nous devons disposer d'un système d'analyse cinématique capable de réaliser des acquisitions en extérieur, pouvant se manipuler facilement pour être placé dans des environnements variés et permettant d'obtenir les déplacements en trois dimensions des centres articulaires.

Nous pouvons classer les systèmes d'analyse cinématique des mouvements du corps humain en trois types :

- Les systèmes à marqueurs optiques passifs ou actifs. Les acquisitions sont de haute précision. Ces systèmes ont comme inconvénients d'être sensible à la lumière et à la perte d'information lors d'occlusions.
- Les systèmes électromagnétiques ne présentent pas les problèmes d'occlusion, mais la qualité des acquisitions est variable selon l'environnement magnétique et le bruit généré par celui-ci. De plus le volume des mesures est souvent faible.
- Les dispositifs mécaniques sont basés sur des systèmes de mesure type goniomètre. Les plus élaborés sont particulièrement précis, mais leur contact direct avec le sujet peut le gêner et impacter sur le naturel de sa gestuelle.

A ce constat, s'ajoute le fait que nous souhaitons une haute transparence quant aux résultats obtenus et donc connaître les étapes de calculs et maîtriser les automatisations de reconstruction du mouvement. Nos choix permettront des acquisitions en extérieure pour un coût sans commune mesure par rapport à un système du commerce. Cette volonté nous a conduis à développer notre propre système d'analyse cinématique. Le développement de ce système s'inscrit dans le projet SACR-FRM.

Pour rappel, notre système est composé d'une capture vidéo à l'aide de caméras standards pour une utilisation en extérieur, et d'un traitement post-acquisition pour reconstruire le mouvement de l'utilisateur du FRM. A partir de nos objectifs, nous avons choisi les éléments suivants pour constituer notre système d'analyse du mouvement :

- Quatre caméras vidéo,
- Une cage de calibration servant de référentiel,
- Un logiciel permettant l'acquisition d'images : StreamPix,
- Un logiciel servant à la reconstruction 3D : MAN3D [Beurier_G.2004].

2.2.1 Les caméras

Quatre caméras permettent l'acquisition des scènes. Elles possèdent les caractéristiques suivantes :

- Désignation : Sony ICX415 AL/AQ BASLER SCOUT SC A780-54gm/gc
- Résolution : 782x582
- Fréquence maximale : 55 Hz
- Taille du capteur : $\frac{1}{2}$ "



Nous avons convenu d'une fréquence minimale de 50 Hz afin de disposer d'un nombre d'images adaptées à la vitesse de déplacement des membres supérieures d'un utilisateur de FRM. La figure ci-dessous illustre l'importance de la fréquence d'échantillonnage. Pour exemple, une fréquence d'échantillonnage de 1hz ne suffit pas à connaître la trajectoire d'une balle, alors qu'à 6Hz cette trajectoire apparaît.

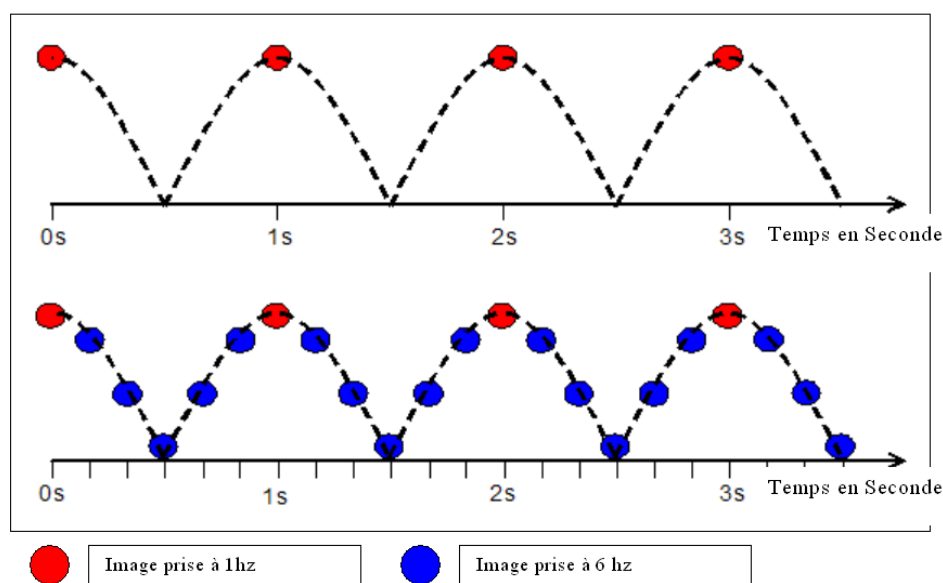


Figure 26 : Influence de la fréquence d'échantillonnage sur la reconstruction d'une trajectoire

Pour la qualité des acquisitions et la compatibilité avec MAN3D, nous souhaitons une résolution de 800*600. Comme présenté à la figure 27, une résolution faible donne une image pixélisée qui serait pénalisant pour les pointages nécessaires à la reconstruction du mouvement.

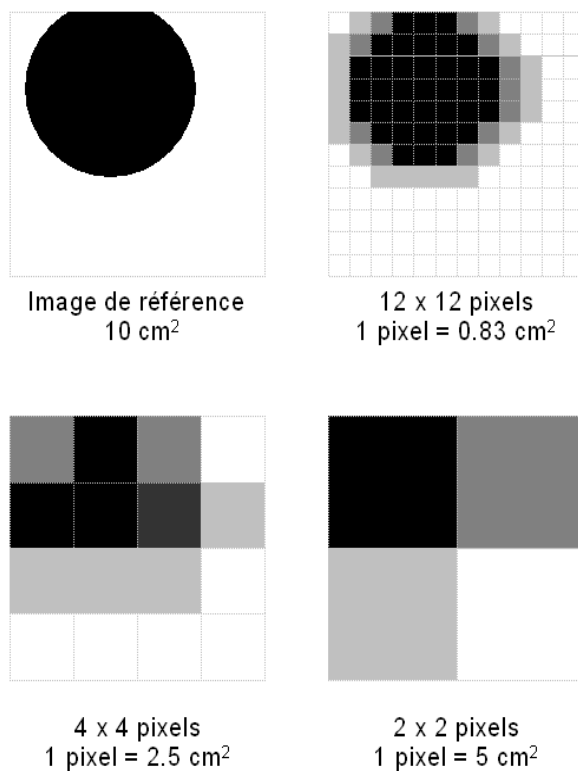


Figure 27 : Effet de la résolution sur la pixellisation

Un même marqueur est représenté selon 4 niveaux de résolution.

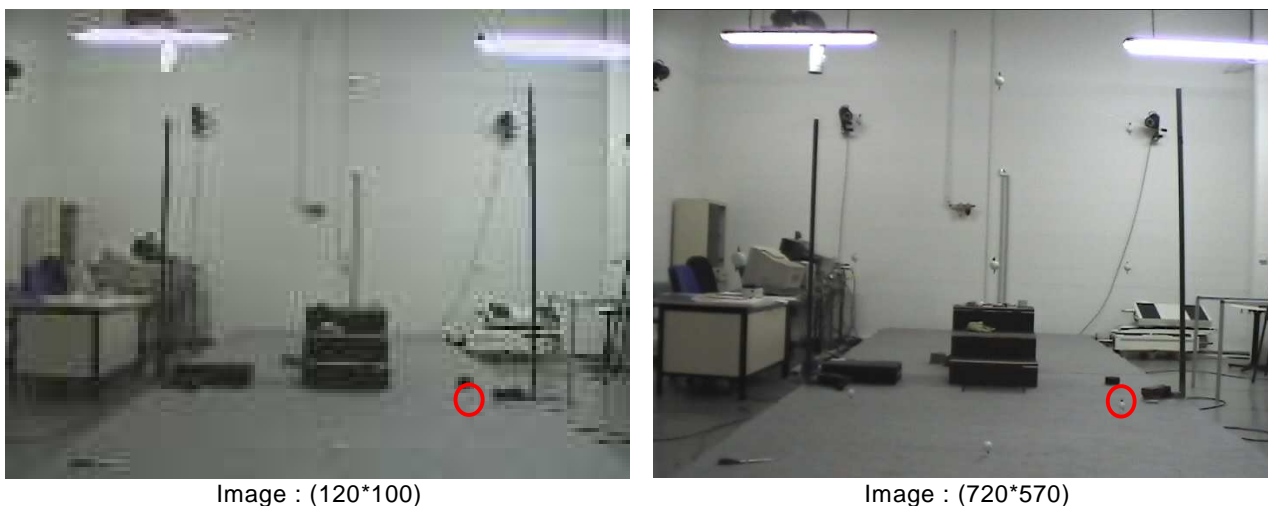


Figure 28 : Influence de la résolution sur la précision

Sur l'image de droite, les mires se distinguent mieux.

Par contre, une résolution supérieure induirait une augmentation de la taille numérique des images, et donc du flux de donnée enregistré par le PC d'acquisition.

2.2.2 La cage de calibration

La cage de calibration est nécessaire à la méthode DLT utilisée pour la reconstruction du mouvement (voir paragraphe 2.2.3). Nous souhaitons disposer d'un volume de mesure équivalent à 3 cycles de poussée, soit le premier cycle de poussée pour mettre en mouvement le FRM, le second pour la phase transitoire et le dernier pour une poussée de maintien de la vitesse. En se basant sur une distance moyenne de 2m parcourue pour un cycle de poussée de maintien de vitesse, la cage de calibration a été conçue de sorte qu'elle fasse 6m de long, 3m de large et 2m de haut. Elle comporte 18 mires permettant de calibrer les images analysées. Un nombre minimum de mires est nécessaire pour garantir la précision des acquisitions. Néanmoins au-delà de 18 mires, il n'y a plus d'évolution de cette précision [Challis_JH.1992].

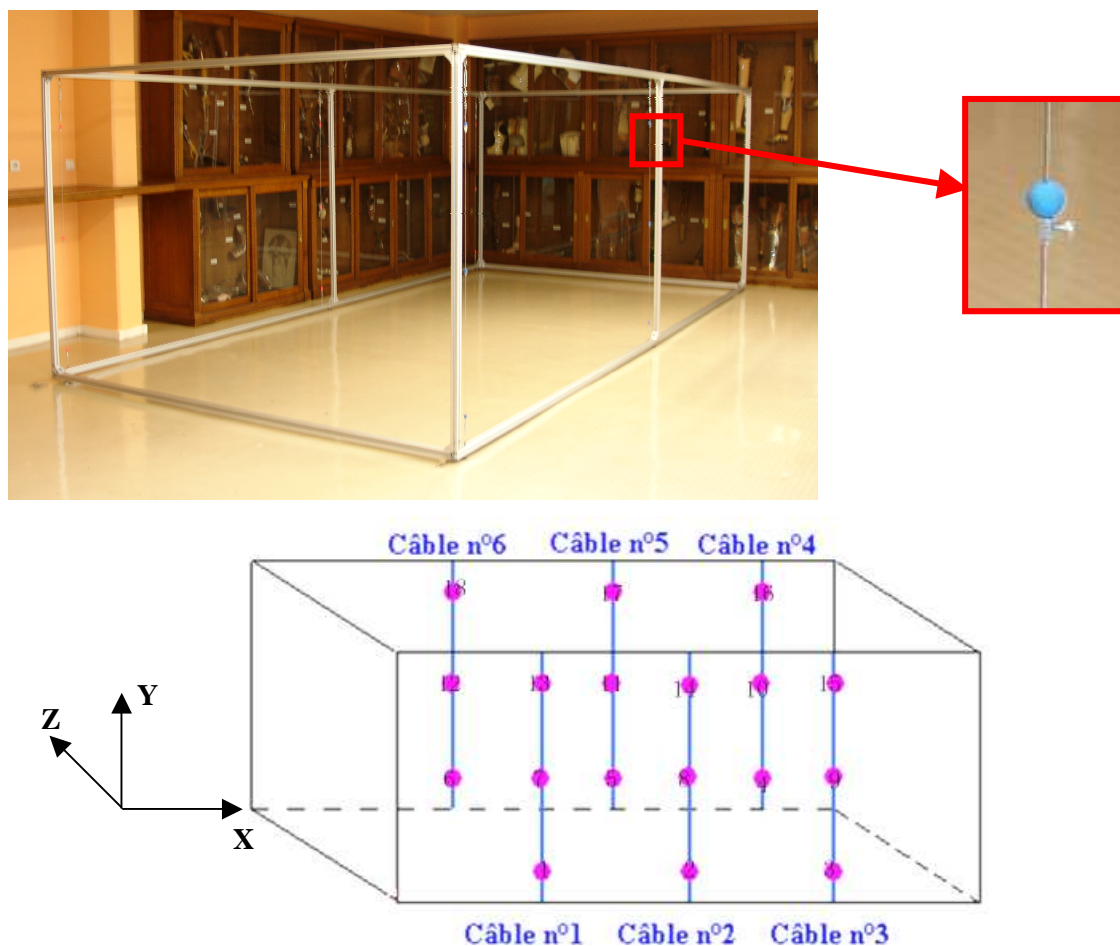


Figure 29 : Cage de calibration et mires

Les coordonnées de mires sont connues. Elles ont été mesurées avec une précision de l'ordre du millimètre sur la longueur et la largeur de la cage et de l'ordre du micromètre sur la hauteur.

La figure 30 présente une disposition possible des caméras autour de la cage de calibration.

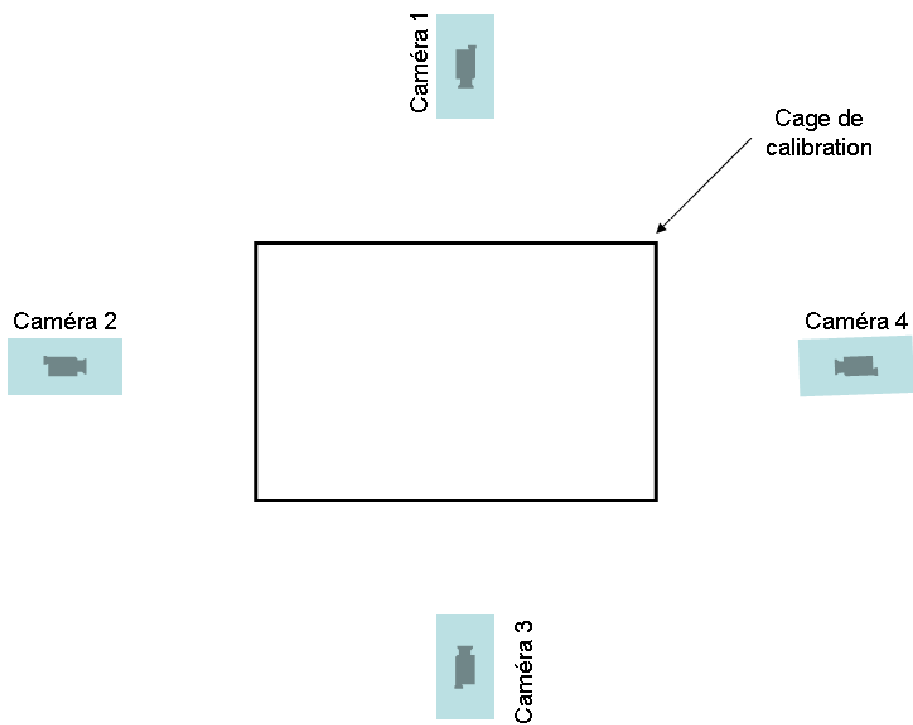


Figure 30 : Exemple de positionnement des caméras autour de la cage de calibration

2.2.3 Logiciels

Trois logiciels sont utilisés ; StreamPix pour l'acquisition des vidéos, Outils MAN3D pour l'automatisation d'un ensemble de tâches et MAN3D pour la reconstruction du mouvement.

StreamPix

Afin d'obtenir simultanément les vidéos des quatre caméras, nous avons choisi le logiciel commercial StreamPix, distribué par NorPix. Il permet l'acquisition synchronisée en temps réel du flux d'images vidéo issu des caméras. Il réalise également l'échantillonnage des vidéos en une succession d'images.

Outils MAN3D

Ce programme a été élaboré au CERAH afin d'optimiser le temps de traitement des images sur MAN3D. Il permet d'obtenir les fichiers contrainte pour le calquage du mannequin sur les images du sujet et les fichiers environnement pour la calibration des points sélectionnés sur les images. Ces fichiers sont nécessaires au traitement des acquisitions. Ce logiciel développé en VB est la base de développement des options présentées au paragraphe 2.6.

MAN3D

Ce logiciel développé à l'INRETS permet de reconstruire en trois dimensions les mouvements des sujets filmés. MAN3D est basé sur un modèle cinématique du corps humain [Verriest_J-P.1998]. Le mannequin MAN3D est souvent utilisé pour la visualisation de mouvement ou de posture à partir de fichiers mouvement issus d'un système d'analyse du mouvement comme Vicon® [Verriest_J-P.2003]. Ici, le mannequin MAN3D est calqué sur le sujet filmé par pointage des articulations sur les images acquises. Il permet d'obtenir des fichiers position pour chaque image. La reconstruction 3D est ici basée sur la méthode de la DLT (Direct Linear Transformation). L'algorithme de reconstruction de la DLT permet de reconstruire les coordonnées 3D d'un point à partir des prises de vue de ce point par 2 caméras ou plus [Abdel-Aziz_YI.1971] [Chen_L.1994].

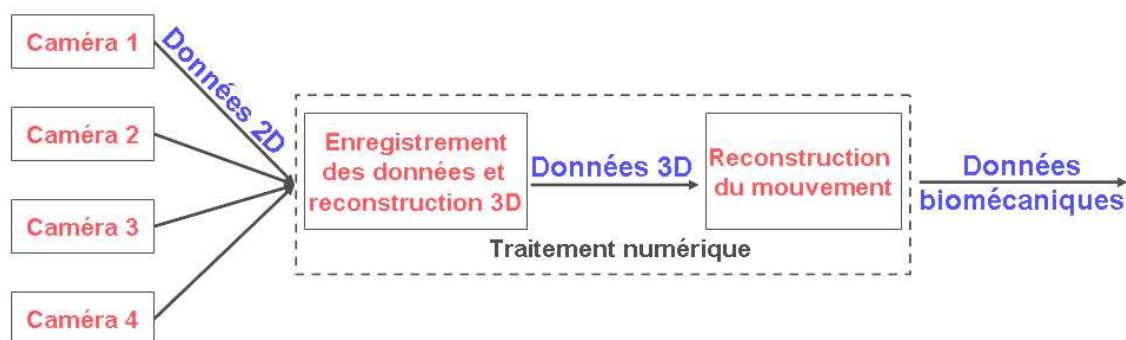


Figure 31 : Étapes de reconstruction du mouvement

La DLT traduit mathématiquement un procédé naturel chez l'homme qu'est la vision en relief. Ici deux caméras donnent chacune une image plane d'un objet visualisé [Gavrila_DM.1999]. L'écart entre les deux caméras induit un parallaxe horizontale, paramètre clé de la stéréo-vision. La stéréo-vision intègre, elle-même, le principe de photogrammétrie qui permet de mesurer la dimension d'objet sur une photographie. Avant la méthode DLT, il était nécessaire, pour dimensionner un objet visionné, de connaître les paramètres internes des caméras que sont la distance focale, le centre optique, la distorsion de l'image, la position de la caméra par rapport à un repère de référence. La méthode DLT permet, entre autre, de palier l'absence d'information concernant certains de ces paramètres [Abdel-Aziz_YI.1971]. Il existe une relation linéaire entre les coordonnées du point sur le plan de l'image numérisée et ses coordonnées connues dans le repère de calibration. C'est celle-ci qui est utilisée par le logiciel MAN3D. La caractérisation d'acquisition via la méthode DLT abouti à un système de 11 paramètres, nécessitant un minimum de 6 mires dans le repère de référence pour résoudre le système [Houel_N.2002].

Comme dit précédemment, MAN3D permet de créer et de mettre en situation des sujets qui sont des représentations géométriques et fonctionnelles d'hommes, de femmes ou d'enfants de dimensions variables. Chaque sujet se compose d'un squelette formé de chaînons rigides articulés entre eux et de contours solides attachés aux chaînons [Robert_T.2006].

MAN3D utilise un modèle segmentaire qui représente le sujet par une association de segments rigides reliés entre eux selon des degrés de liberté définis. Le mannequin MAN3D est composé de 55 chaînons rigides reliés par 56 articulations [Robert_T.2006] :

- 8 pour le tronc,
- 6 pour les membres inférieurs,
- 8 pour les membres supérieurs,
- 32 pour les mains,
- 1 pour le regard.

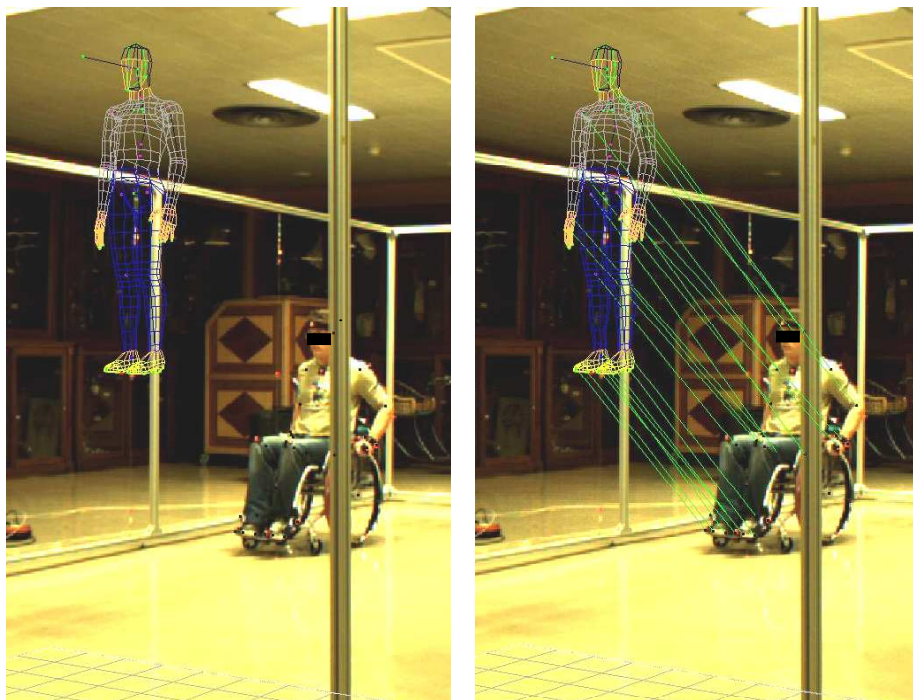


Figure 34 : Liaison des centres articulaires du mannequin aux articulations sélectionnées du sujet

J'ai présenté précédemment le système d'analyse cinématique que nous avons développé. Nous pouvons le diviser en deux parties : l'acquisition et la reconstruction du mouvement. Néanmoins avant de reconstruire le mouvement il faut s'assurer de la qualité des images acquises. La résolution et la fréquence d'échantillonnage sont connues. Par contre, à cette étape, la distorsion optique des caméras et donc des images n'est pas connue. Or le paramètre de distorsion est un paramètre impactant pour la qualité d'une reconstruction 3D basée sur la méthode DLT. Le chapitre suivant traitera des travaux menés à cet égard.

2.3 Traitement de la distorsion

2.3.1 Définition

La méthode DLT suppose des optiques parfaits. Il est donc nécessaire de quantifier et corriger les déformations de l'image dues aux optiques. La distorsion est liée aux défauts de l'optique des caméras et se traduit par une aberration optique induisant une courbure des lignes droites de la scène filmée. La position du point image est modifiée par rapport à la réalité.

Il existe principalement deux types de distorsion géométrique (figure 35). La distorsion positive, dite « *en coussinet* » : l'optique produit une image plus petite dans la partie centrale de la scène, les lignes sont incurvées vers l'intérieur. La distorsion négative, dite « *en barillet* » : l'optique produit une image plus grande dans la partie centrale de la scène, les lignes sont incurvées vers l'extérieur.

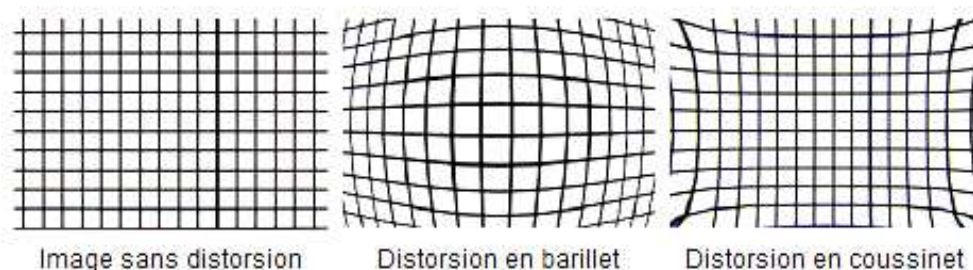


Figure 35 : Distorsion géométrique

Les caméras de notre système induisent une distorsion dite « *en barillet* », comme illustré par la figure ci-dessous. Les profilés horizontaux rectilignes de la cage de calibration apparaissent déformés sur l'image, comme bombés vers l'extérieur.



Figure 36 : Exemple de distorsion « en barillet »

Sur l'image la distorsion se majore dès que l'on s'éloigne de son centre.

2.3.2 Correction de la distorsion

Pour corriger cette distorsion, il est dans un premier temps nécessaire de la quantifier. Cette quantification a été réalisée via « Camera Calibration Toolbox » (*J-Y Bouguet*). Cet outil libre est écrit sous le langage de programmation et l'environnement de développement MATLAB®. Il permet de quantifier et de corriger la distorsion grâce à un protocole de mesure présenté en annexe. Il caractérise la distorsion selon différents coefficients qui correspondent aux distorsions radiale et tangentielle. La distorsion tangentielle correspond à une légère rotation par rapport au centre de l'image. La distorsion radiale est une altération de la prise de vue qui a tendance à arrondir les bords de l'image.

Comme la distorsion est liée à l'optique, elle sera caractérisée pour chaque couple caméra-objectif suite à un traitement statistique sur 20 acquisitions. Nous retiendrons les valeurs des coefficients présentées dans le tableau 5 :

| Couple caméra/objectif | Paramètres de distorsion kc | | | | |
|---------------------------|-----------------------------|---------|-----|-----|-----|
| | kc1 | kc2 | kc3 | kc4 | kc5 |
| 1 | -0,22666 | 0,341 | 0 | 0 | 0 |
| 2 | -0,22318 | 0,29967 | 0 | 0 | 0 |
| 3 | -0,21947 | 0,30251 | 0 | 0 | 0 |
| 4 | -0,2186 | 0,27817 | 0 | 0 | 0 |

Tableau 5 : Paramètres de distorsion propres à chaque couple caméra/objectif

kc1 correspond à la distorsion radiale et kc2 à la distorsion tangentielle.

A la suite de chaque acquisition, les images seront donc corrigées selon les valeurs du tableau. Camera Calibration Toolbox permet d'ailleurs de corriger les images par série.

Comme la distorsion est quantifiée et peut être corrigée, le chapitre suivant présentera donc les étapes permettant la reconstruction en 3D de la gestuelle d'un utilisateur de FRM selon notre système d'analyse cinématique.

2.4 Etape de reconstruction d'un mouvement

I. Acquisition

Il s'agit d'obtenir des séquences filmées d'un mouvement à l'aide d'au moins 2 caméras. Ce mouvement doit se dérouler à l'intérieur d'un espace défini par la cage de calibration. Les acquisitions de chaque caméra sont enregistrées dans un fichier image.

II. Traitement de la distorsion

La distorsion de toutes les images est corrigée selon les paramètres de chaque couple caméra-objectif. Sur les photos suivantes, le profil apparaît droit après correction.

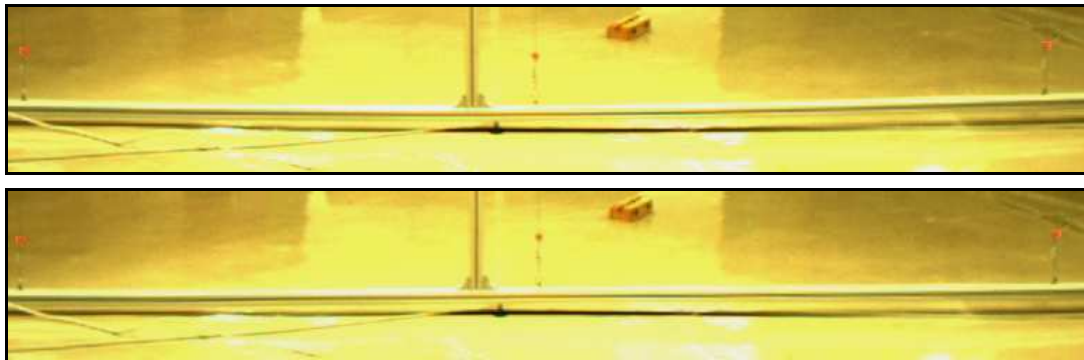


Figure 37 : Exemple d'image avant et après correction

III. Etalonnage des images

L'analyse stéréo-cinématographique repose sur la méthode DLT qui exige un repérage de l'espace sur chaque image. On utilise pour cela le logiciel MAN3D. A l'aide d'un fichier contenant les coordonnées des mires, nous sélectionnons chacune d'entre elles en cliquant leur position sur l'image sélectionnée.

Un étalonnage pour au moins un couple de caméra permet de calculer les coordonnées 3D d'un point sélectionné sur chacune des deux images.

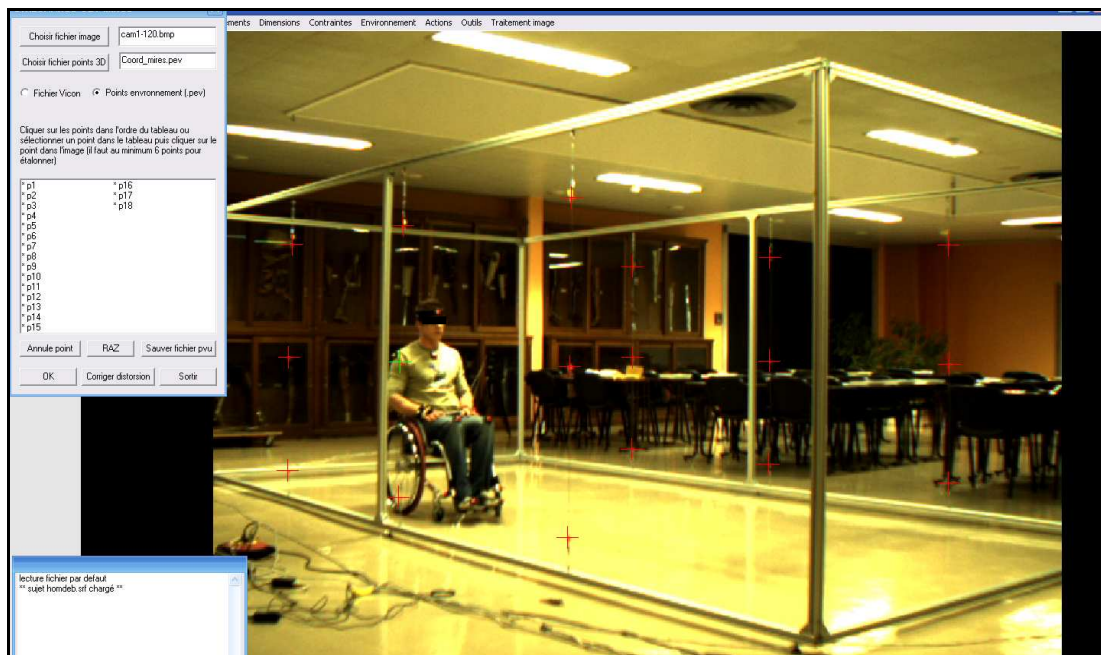


Figure 38 : Etalonnage sous MAN3D

IV. Application d'un mannequin MAN3D sur le sujet

Pour calquer ce mannequin, il faut repérer les différentes articulations du sujet et leur attribuer un nom.



Figure 39 : Assignation des articulations

Exemple pour l'articulation de l'épaule droite : on clique sur l'épaule dans l'image de gauche, une droite épipolaire apparaît sur celle de droite. On finalise le point en cliquant au bon endroit sur cette droite. MAN3D fait alors le lien entre le point de l'épaule droite du sujet et l'articulation de l'épaule droite du mannequin.

Ensuite, un fichier contrainte permet de mettre en relation les points créés sur le sujet et les points d'articulations du mannequin MAN3D. Il n'est pas obligatoire de sélectionner l'ensemble des articulations du mannequin. Ainsi pour notre étude, nous ne traitons pas les segments des mains. La posture obtenue est ensuite enregistrée dans un fichier qui contient les angles entre les différents segments du mannequin 3D.



Figure 40 : Mannequin MAN3D en mode filaire appliqué une fois les articulations sélectionnées

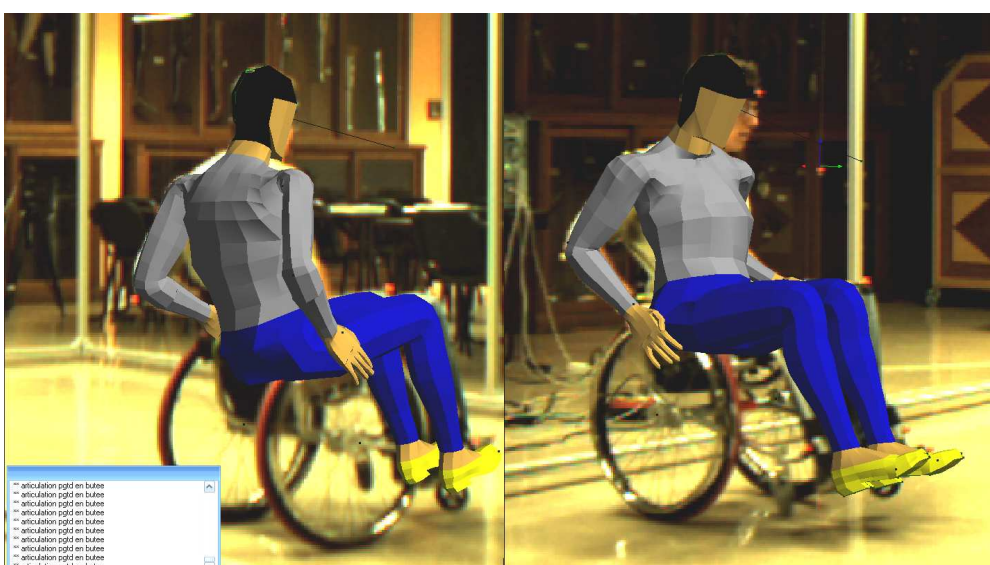


Figure 41 : Mannequin MAN3D en mode facettisé

V. Création du mouvement

Lorsque l'ensemble des postures est enregistré, il est possible de recréer le mouvement. Les fichiers posture sont compilés en un seul fichier mouvement à l'aide de l'Outil MAN3D. Ce fichier est lisible par MAN3D et se présente sous la forme d'un diaporama qui permet de passer d'une posture à l'autre.

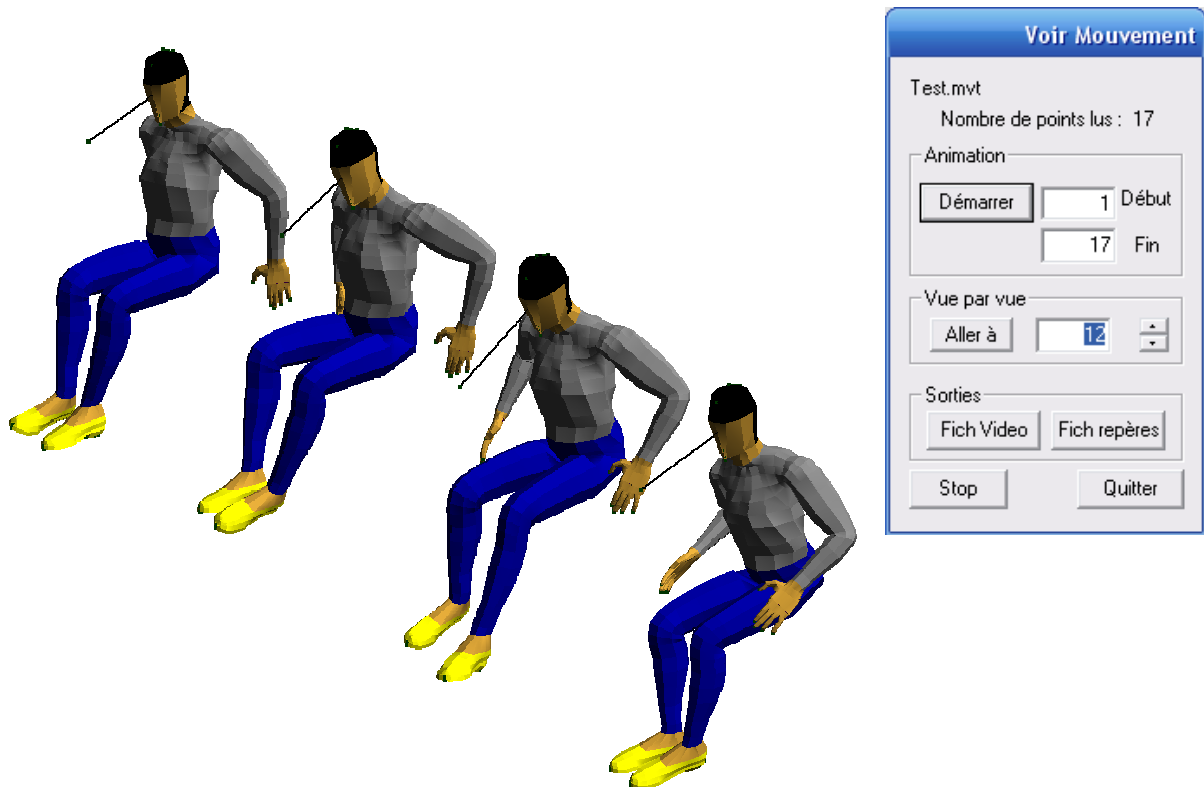


Figure 42 : Exemple de mouvement des membres supérieurs

Le système présenté est fonctionnel. Le chapitre suivant expose les travaux menés pour évaluer sa précision.

2.5 Evaluation de la précision de ce système

2.5.1 Démarche de l'évaluation de la précision

Afin d'évaluer la précision du système, nous avons comparé, selon plusieurs scénarios, les grandeurs physiques d'une équerre à leur mesures obtenues grâce à la reconstruction 3D. Les différents scénarios ont pour but de valider les méthodes utilisées pour nos acquisitions expérimentales. Ainsi nous avons vérifié l'impact de :

- La disposition angulaire des caméras par rapport à la cage de calibration selon trois angles :
 - Position à 90° entre 2 couples caméras,
 - Position à 65° entre 2 couples caméras,
 - Position à 45° entre 2 couples caméras.

Théoriquement, l'angle de 90° est optimal, nous souhaitons le vérifier.

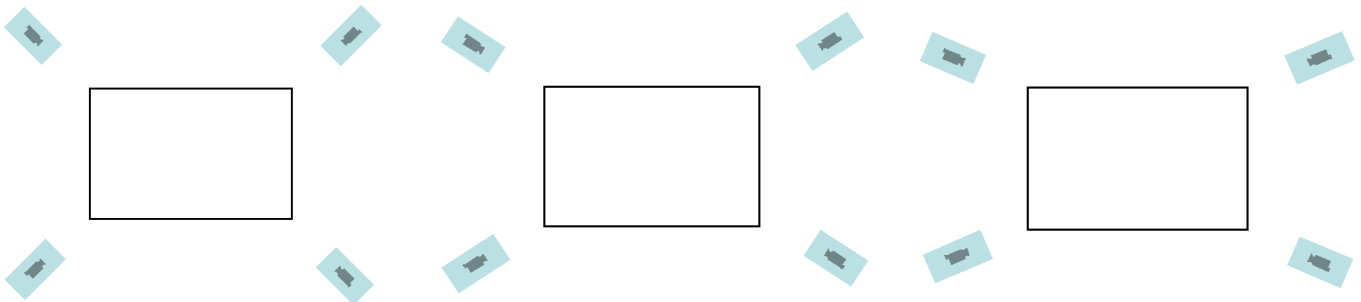


Figure 43 : 3 placements des caméras selon 3 angles : 90° , 65° et 45°

- La hauteur des caméras : Les caméras 1 et 3 sont placées à une hauteur de 61,5cm par rapport au sol. Les caméras 2 et 4 sont placées à une hauteur de 122cm par rapport au sol.
- La position d'un objet dans la cage pour connaître la précision de notre système dans l'ensemble du volume de l'espace calibré. Cet objet triangulaire est une équerre disposant de 4 mires placées en A, B, C et D (figure 44). Nous avons donc disposé l'équerre :
 - aux quatre coins extrêmes et au milieu de l'espace calibré.
 - hors de l'espace calibré car le sujet en FRM peut être amené à sortir de la cage lors de ses déplacements.

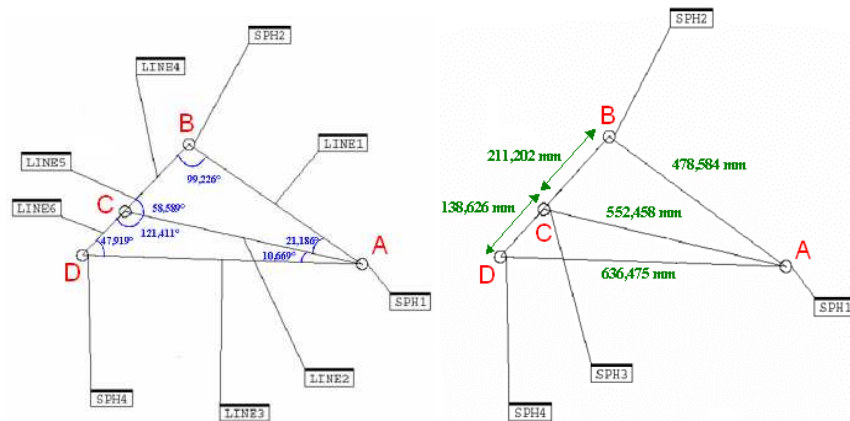


Figure 44 : Mesure des angles et des distances de l'équerre

Les grandeurs de l'équerre ont été obtenues sur une machine à mesurer tridimensionnelle précise au micron.

2.5.2 Résultats

Les marqueurs de l'équerre sont pointés manuellement sur les images. Il était donc nécessaire de mesurer la part d'erreur liée aux erreurs de pointage de l'utilisateur. Ainsi, deux utilisateurs ont chacun traité les mêmes images, en relevant les coordonnées de deux mêmes marqueurs 15 fois de suite. Puis avec les valeurs des 60 coordonnées obtenues, la distance entre ces deux mires a pu être calculée. Pour finir, l'erreur de répétabilité a été calculée sur les 30 distances obtenues. Nous trouverons qu'il y a une erreur de répétabilité de 3,16mm.

Influence de la distorsion sur les coordonnées sous MAN3D

Le tableau ci-dessous compare des coordonnées de mires périphériques pour des images corrigées et non-corrigées. Les caméras étaient positionnées à 90° les unes par rapport aux autres :

| N° mires | Coordonnées | Coordonnées réelles en mm | Coordonnées images non corrigées en mm | Coordonnées Images corrigées en mm | Ecart, en mm, entre images non corrigées et la réalité | Ecart, en mm, entre images corrigées et la réalité | Coordonnée la plus proche |
|------------------|-------------|---------------------------|--|------------------------------------|--|--|---------------------------|
| 11 | X | 1511 | 1517,6 | 1517,7 | 6,6 | 6,7 | Non Corrigées |
| | Y | 2962 | 2960,1 | 2959,1 | 1,9 | 2,9 | Non Corrigées |
| | Z | 724,42 | 720,7 | 724,2 | 3,7 | 0,2 | Corrigées |
| 12 | X | 0 | 3,2 | -1,5 | 3,2 | 1,5 | Corrigées |
| | Y | 2962 | 2953 | 2959,3 | 9 | 2,7 | Corrigées |
| | Z | 723,04 | 719,1 | 720,5 | 3,9 | 2,5 | Corrigées |
| 13 | X | 0 | 13,3 | 6,2 | 13,3 | 6,2 | Corrigées |
| | Y | 0 | -8,9 | -0,9 | 8,9 | 0,9 | Corrigées |
| | Z | 1452,03 | 1449,9 | 1447,2 | 2,1 | 4,8 | Non Corrigées |
| 14 | X | 1511 | 1511,6 | 1508,1 | 0,6 | 2,9 | Non Corrigées |
| | Y | 0 | -6,1 | -0,5 | 6,1 | 0,5 | Corrigées |
| | Z | 1450,28 | 1455,3 | 1449,6 | 5 | 0,6 | Corrigées |
| 15 | X | 3017 | 3016,1 | 3024,8 | 0,9 | 7,8 | Non Corrigées |
| | Y | 0 | -6,9 | 0,7 | 6,9 | 0,7 | Corrigées |
| | Z | 1459,77 | 1462,1 | 1454,9 | 2,3 | 4,8 | Non Corrigées |
| 16 | X | 3017 | 3001,5 | 3011,7 | 15,5 | 5,3 | Corrigées |
| | Y | 2962 | 2961,9 | 2958,9 | 0,1 | 3,1 | Non Corrigées |
| | Z | 1450,18 | 1448,3 | 1447,5 | 1,8 | 2,6 | Non Corrigées |
| 17 | X | 1511 | 1516 | 1515,5 | 5 | 4,5 | Corrigées |
| | Y | 2962 | 2956,3 | 2959,7 | 5,7 | 2,3 | Corrigées |
| | Z | 1450,93 | 1448,1 | 1452,4 | 2,8 | 1,4 | Corrigées |
| 18 | X | 0 | 6,3 | -3,5 | 6,3 | 3,5 | Corrigées |
| | Y | 2962 | 2951,2 | 2958,4 | 10,8 | 3,6 | Corrigées |
| | Z | 1453,33 | 1448 | 1451,6 | 5,3 | 1,7 | Corrigées |
| MOYENNE X | | | | | 5,3 | 3,8 | |
| MOYENNE Y | | | | | 8 | 2,4 | |
| MOYENNE Z | | | | | 3,6 | 2,5 | |
| MOYENNE GENERALE | | | | | 5,7 | 2,8 | |

Tableau 6 : Comparaison entre les coordonnées issues des images corrigées et celles issues des images non corrigées

Nous pouvons conclure en l'intérêt de corriger la distorsion des images.

Influence du nombre de mires de calibration

D'après la littérature, la précision d'un système utilisant la méthode DLT est optimale vers 18 mires [Challis_1992]. Nous voulions vérifier l'impact du nombre de mires sur la précision des mesures. Nous avons donc comparé les mesures de l'équerre pour trois espaces calibrés de 18, 12 puis 10 mires de calibration. L'ensemble des données se trouve en annexe 2.

Nos résultats ne permettent pas de conclure car ils ne présentent pas de différences significatives entre les mesures à 18, 12 et 10. Ceci peut s'expliquer par les erreurs introduites lors du pointage manuel des mires pour la calibration des images. Nous suivrons donc la littérature et garderons 18 mires.

Influence de l'ordre de pointage des marqueurs

Une correction parfaite des images reste théorique. Pour reconstruire une coordonnée 3D sous MAN3D, deux images sont nécessaires. Une est cliquée en premier. Nous voulions vérifier l'impact de l'ordre du cliquage. Pour cela, nous avons fait varier plusieurs paramètres :

- la position angulaire des caméras,
- la hauteur des caméras par rapport au sol,
- la position de l'objet dans la cage,
- la position de l'objet en dehors de la cage.

Cette étude statistique sur l'ordre de pointage des marqueurs se fera via le logiciel StatView en utilisant une comparaison de type t de Student pour série appariée. Le test t de Student permet de comparer deux échantillons. Pour l'ensemble de l'exploitation sur l'influence de l'ordre de pointage sur la détermination des coordonnées d'un point, nous nous sommes focalisés sur l'estimation de la distance AB (distance la plus longue de l'équerre), pour des images corrigées. L'ensemble de traitements statistiques présents en annexe montre l'influence négligeable de l'ordre de pointage et permet donc une relative liberté pour cette étape de la reconstruction du mouvement.

Influence de la position de l'origine du repère spatial de calibration

Nous avons voulu comparer l'impact de l'origine du repère. Nous avons comparé deux configurations différentes, une configuration où l'origine du repère spatial de calibration est en périphérie et l'autre où le repère est le barycentre des 9 mires de calibration sur l'un des plans de la cage :

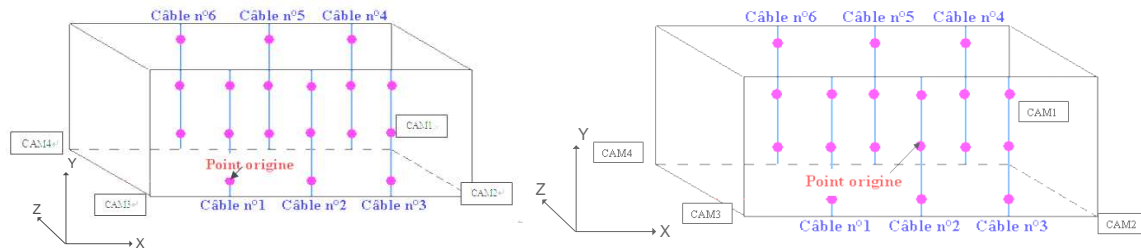


Figure 45 : Origine du repère en périphérie et au centre

Nous obtenons le tableau suivant faisant référence à la figure 44 :

| | Avant changement d'origine | Après changement d'origine |
|----|----------------------------|----------------------------|
| AD | 7,24 | 0,58 |
| BC | 2,72 | 2,43 |
| CD | 2,11 | 0,48 |
| AC | 0,64 | 0,04 |

Tableau 7 : Tableau résultat de comparaison des erreurs en mm

Ce changement de l'origine du repère au centre améliore la précision du système sur la mesure des grandeurs de l'équerre. Ce fait est étayé par le fait que la distorsion est quasiment nulle au centre. Ainsi, choisir une origine en périphérie augmente le risque d'y associer une erreur et d'induire un décalage impactant sur les coordonnées des autres mires.

2.6 Perspectives d'amélioration du système

Plusieurs voies d'amélioration du système sont déjà initiées. Elles visent l'amélioration de la précision et la diminution du temps de reconstruction d'un mouvement.

Nous avons vu que pour calquer le mannequin MAN3D sur le sujet filmé, il est nécessaire d'assigner pour chaque image les points articulaires du mannequin aux articulations du sujet. Or pour la propulsion en FRM, les membres inférieurs sont immobiles. Il semblait donc judicieux d'automatiser leur sélection. Ainsi une option a été intégrée dans Outil MAN3D afin de créer automatiquement les points 3D des membres inférieurs et de les relier virtuellement au FRM au niveau des centres des roues gauche et droite et d'un point à l'avant du fauteuil. Le traitement d'une seule image est nécessaire, il devient automatique pour les autres.

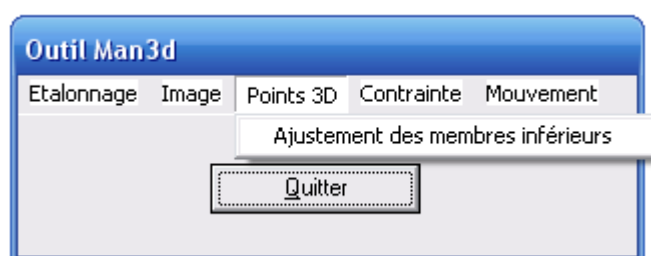


Figure 46 : Outil MAN3D

D'autres options sont en cours de développement :

- **Sélection d'un point** : Elle a pour but de limiter les erreurs lors du pointage. Lorsqu'un marqueur est pointé, Outil MAN3D réalise une recherche proche de ce marqueur en se basant sur sa couleur. Les coordonnées retenues sont alors les barycentres de l'ensemble des pixels de même couleur, soit le centre exact du marqueur visé. Cette option permettra d'ôter les erreurs liées à l'expérimentateur.

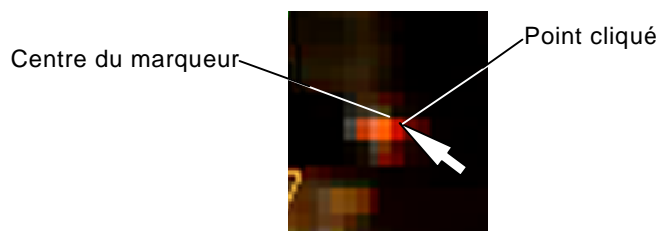


Figure 47 : Illustration du possible décalage entre le point cliqué et le centre d'un marqueur

- **Suivi de marqueurs** : les coordonnées d'un marqueur sont enregistrées pour un temps t_0 . L'option consiste à rechercher, par contraste de couleur, pour les images qui suivent

les nouvelles coordonnées de ce marqueur en s'aidant de sa position précédente. Cette recherche se fait dans un espace défini, proche de la position qu'avait le marqueur à t_0 .

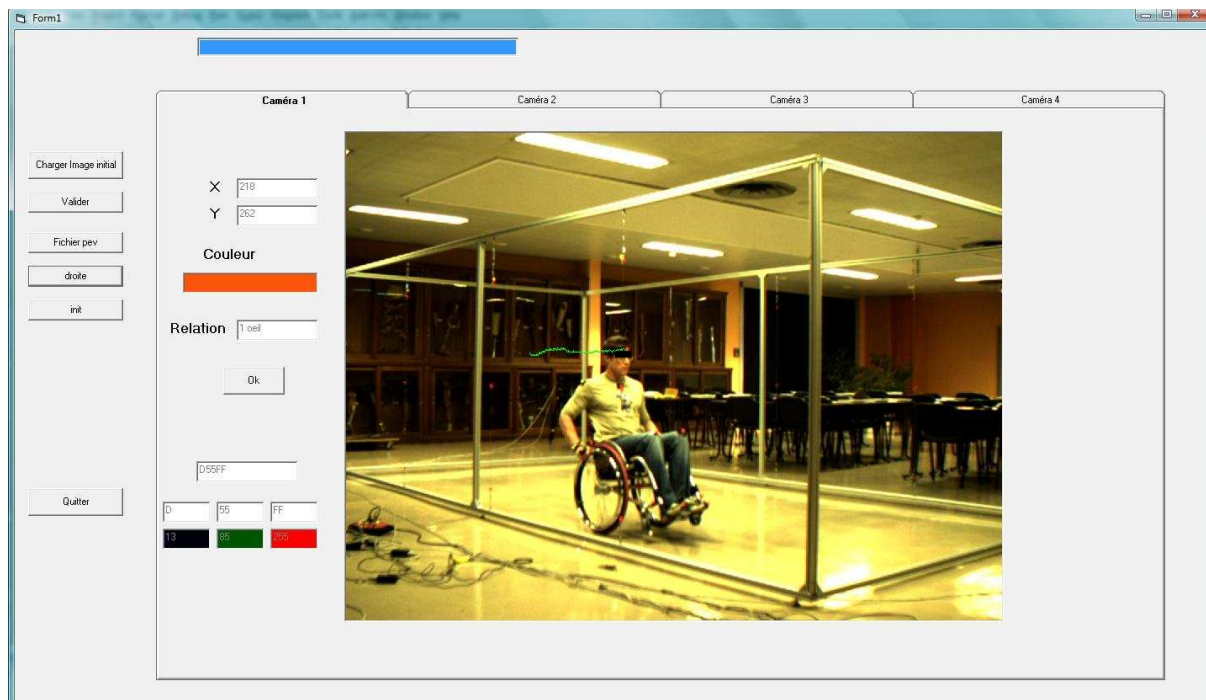


Figure 48 : Environnement Outil MAN3D pour le suivi des marqueurs



Figure 49 : Exemple de suivi pour le marqueur du front

- **Correction de la distorsion intégrée à la reconstruction 3D** : Jusqu'ici, la correction de la distorsion des images est réalisée après les acquisitions et avant la reconstruction. Le but ici serait d'intégrer les paramètres physiques des objectifs dans les étapes de passage de la 2D à la 3D.

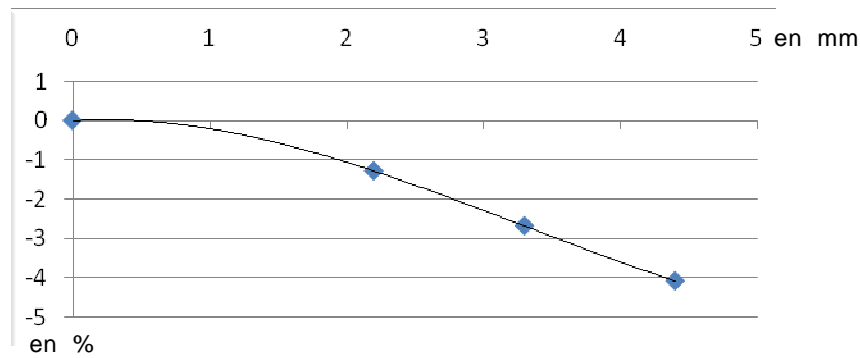


Figure 50 : Diagramme constructeur de distorsion des objectifs

Grâce à cette courbe, nous pouvons obtenir une équation permettant de calculer la position juste d'un point :

$$y = -0,049.x^6 + 0,0768.x^5 - 0,4208.x^4 + 0,9523.x^3 + 0,8877.x^2 + 0,3079.x$$

Cette équation est à vérifier ; ensuite il faudra valider la reconstruction 3D par comparaison avec la méthode utilisée actuellement.

L'ensemble de ses travaux souligne la modularité et la transparence du système que nous avons conçu. Ces avantages ajoutent à l'intérêt de l'analyse cinématique une dimension intéressante : celle de disposer d'un outil particulièrement adapté et adaptable à notre problématique.

2.7 Conclusion

Nous souhaitons disposer d'un système d'analyse cinématique pour quantifier la propulsion en FRM. Nous voulions pouvoir réaliser une analyse en trois dimensions dans un environnement proche du quotidien de l'utilisateur. Après l'analyse de nos besoins et des différents types de systèmes existant, nous avons choisi de concevoir une chaîne d'acquisition complétée par un logiciel de reconstruction du mouvement, MAN3D.

Un ensemble de travaux a validé la précision du système et a défini les choix techniques de nos futurs protocoles expérimentaux. Au moment de la rédaction de ce document, nous pouvons avancer une précision pour une reconstruction 3D inférieure à 4mm sur l'ensemble du volume de la cage de calibration.

La prochaine étape sera de réaliser une campagne d'acquisition avec sujets sains puis sujets pathologiques. Nous nous intéresserons aux adaptations de la gestuelle de l'utilisateur en fonction de différents réglages du FRM et de déplacements en terrains variés : pente, dévers, obstacle... Nous parviendrons ainsi à disposer d'arguments objectifs pour déterminer :

- une gestuelle optimale selon les caractéristiques du patient et de son environnement,
- des réglages optimaux des FRM (création d'une base de données),
- un modèle cinématique adapté à la modélisation de la locomotion en FRM.

Chapitre 3

CERAHFIT : Fauteuil Instrumenté de Terrain

3.1 Introduction

Nous avons vu l'intérêt de quantifier les interactions utilisateur-FRM. Nous souhaitons disposer d'un outil permettant la mesure des efforts sur les mains-courantes et l'ensemble du système de soutien du corps, permettant la mesure de la position de la main de l'utilisateur lors de la phase de poussées et des accélérations conséquentes de ces poussées.

De nombreuses études présentent des dispositifs ayant pour but de mesurer les grandeurs physiques considérées prépondérantes pour une meilleure compréhension de ces interactions. Ces grandeurs physiques sont :

- Le déplacement du FRM pour évaluer son utilisation [Rozendaal_LA.2003],
- Les vitesses et accélérations de déplacement pour évaluer l'intensité de ces déplacements [Vanderthommen_M.2002],
- Les données liées aux poussées sur les mains-courantes pour qualifier les cycles de poussée [de_Groot_S.2003],
- Les efforts exercés sur le système de soutien du corps et sur les mains courantes, par la quantification des forces, des moments et de la répartition des pressions [Maurer_CL.2004] [Ambrosio_F.2005].

Les dispositifs conçus pour obtenir ces mesures se divisent en dispositifs de laboratoire et en dispositifs de terrain. Les premiers concernent les ergomètres à rouleaux [Brouha_L.1967], les tapis roulants [Vanlandewijck_Y.1999] et les simulateurs [Glaser_RM.1979]. Les seconds sont souvent des FRM sur lesquels une ou plusieurs parties sont complétées par une instrumentation de mesures [Vaslin_P.2000].

Je propose de comparer 4 dispositifs de mesures. Ces 4 FRM sont conçus pour des finalités différentes :

- **FRM 1** : est un fauteuil équipé d'une Smartwheel[®] [Watanabe_K.1991]. Cette roue instrumentée est un produit commercial permettant la mesure des forces et moment en X, Y et Z ;
- **FRM 2** : est un fauteuil instrumenté prévu pour les mesures en extérieur [Dabonneville_M.2005]. Ce fauteuil instrumenté est introduit au chapitre 1 sous le nom de FRET1;
- **FRM 3** : est un fauteuil ergomètre de laboratoire conçu pour la mesure des efforts sur les mains courantes [Samuelsson_KA.1989] ;
- **FRM 4** : est un fauteuil roulant conçu pour mesurer l'impact de la hauteur d'assise sur la gestuelle de l'utilisateur [Masse_LC.1992].

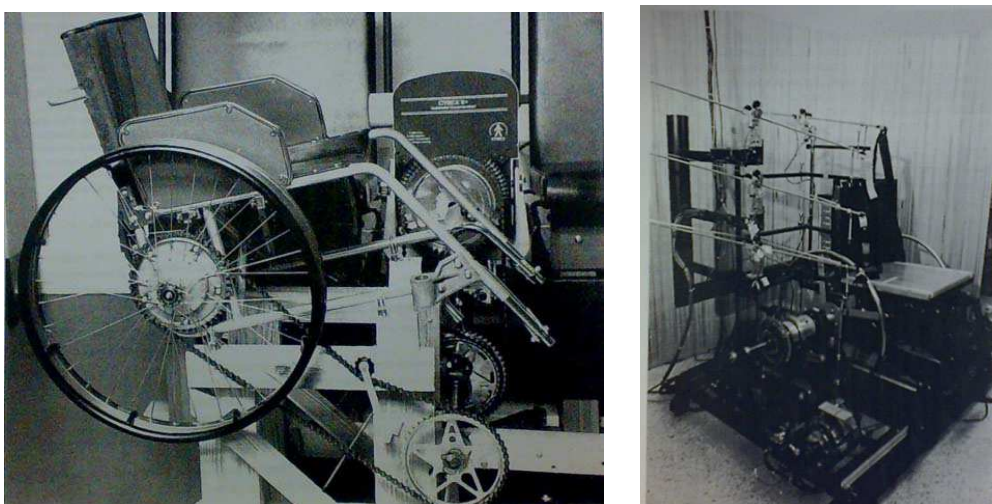


Figure 51 : ergomètres de laboratoire

Le tableau ci-dessous récapitule les principales instrumentations adaptées sur ces FRM.

| Caractéristiques | FRM 1 | FRM 2 | FRM 3 | FRM 4 |
|---|-------|-------|-------|-------------|
| codeurs de roue | Oui | Oui | Oui | Oui |
| forces et moments sur main-courantes | Oui | Oui | Oui | Oui |
| capteurs de position sur la main courante | Non | Non | Non | Oui |
| forces et moments sur assise | Non | Oui | Non | Non |
| forces et moments sur dossier | Non | Non | Non | Oui (3-axe) |
| forces et moments sur repose-pieds | Non | Non | Non | Non |
| accéléromètre 3D | Oui | Oui | Non | Oui |
| inclinomètre 2D | Non | Oui | Non | Non |
| FRM réglable | Oui | Non | Non | Non |

Tableau 8 : Tableau comparatif de 4 ergomètres

Nous identifions un besoin, quantifier, et des outils, les ergomètres. Ces FRM sont néanmoins de conceptions différentes et nous nous rendons compte qu'aucun de ces ergomètres ne permet de mesurer l'ensemble des grandeurs physiques listées précédemment.

L'étude bibliographique a également permis de définir l'échelle de mesure par rapport à la gamme d'efforts qui peut être appliquée par un utilisateur au quotidien. Le tableau 9 présente les différents résultats trouvés.

| Référence bibliographique | Description du test | F _x (N) | F _y (N) | F _z (N) | M _x (N.m) | M _y (N.m) | M _z (N.m) |
|-------------------------------|------------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| <i>ML. Boninger, 1999</i> | Surface plane Vitesse 1.8 m/s | < 100 | < 100 | 40 | | | |
| <i>R.A. Cooper, 1995</i> | Vitesse 2m/s | 50 | 100 | 50 | 15 | 10 | 18 |
| <i>DP. VanSickle, 1991</i> | Parcours avec différents obstacles | | 350 | | | | |
| <i>H.W. Wu, 1998</i> | Pente 12 :1 | < 150 | < 150 | 30 | 5 | 2 | 10 |
| <i>N. de Saint Rémy, 2005</i> | Course en ligne droite | 100 | 200 | 30 | 2 | 6 | 20 |
| <i>HE. Veeger, 1992</i> | Vitesse 1.11m/s Pente 2° | 50 | 180 | 40 | | | |
| <i>M. Linden, 1996</i> | Vitesse 1.11 m/s Pente 0.5° | 40 | 80 | 20 | | | |
| <i>HE. Veeger, 1991</i> | Vitesse 1.67 m/s | 60 | 150 | 22 | | | |
| <i>MB. Sabick, 2001</i> | Propulsion standard | 70 | 140 | 120 | 40 | 10 | 15 |
| <i>A. Koontz, 2005</i> | Différents types de sol | | | | | | 60 |

Tableau 9 : Tableau des efforts mesurés pour différents types de propulsion

Ces résultats montrent que pour la plupart des environnements et types de propulsion, les efforts ne dépassent pas 350 N et les moments 60 N.m. Cependant, ces mesures peuvent dépendre du type d'ergomètre utilisé et peu d'études de terrain ont été réalisées à ce jour. L'insuffisance d'informations sur de nombreuses configurations de propulsion nous a amené à rester prudent sur le choix de l'échelle de mesure. Pour notre étude, un facteur a été appliqué aux valeurs maximum énoncées : ± 1000 N et ± 100 N.m.

Au vu de ces études bibliographiques, nous avons défini, fin 2005, le cahier des charges suivant :

- Le FRM instrumenté doit rester proche du poids d'un FRM classique, idéalement inférieure à 25 kg ;
- Il doit disposer des réglages majeurs rencontrés sur les FRM du commerce (inclinaison du dossier, de l'assise, des palettes repose-pied, carrossage des roues, hauteur d'assise...);
- Ses réglages doivent être indépendants les uns des autres afin d'isoler les paramètres influents ;
- Les configurations du châssis doivent permettre l'utilisation du FRM instrumenté par un large panel d'utilisateurs. La largeur et la longueur d'assise doivent donc pouvoir être modulables, idem pour le dossier. De ce fait, la conception du châssis doit permettre le réglage de l'écartement des main-courantes, indépendamment du carrossage des roues.

- Les forces et moments en x, y et z doivent pouvoir être mesurer sur l'ensemble des zones en contact avec l'utilisateur, à savoir : les deux palettes repose-pied, l'assise, le dossier et les mains-courantes ;
- La position de la main de l'utilisateur lors de la phase de poussée doit pouvoir être quantifier ;
- L'accélération du fauteuil doit pouvoir être mesurée ainsi que les rotations des roues et les inclinaisons du FRM dans les plans frontal et sagittal ;
- La précision de l'ensemble de l'instrumentation devra être proportionnelle aux grandeurs mesurer en tenant néanmoins compte des cas extrêmes (saut de trottoir, forte mise en charge des palettes repose-pied lors de transferts...).
- Les enregistrements doivent se faire sur un PC embarqué sur le FRM et les signaux de l'ensemble de l'instrumentation doivent être visualisables à distance ;
- Les logiciels d'acquisition et de traitement des données sont modulables et doivent intégrer un ensemble de valeurs caractérisant le sujet (pathologie, poids, données anthropométrique..).

Le fauteuil conçu en réponse à ce cahier des charges se nomme CERAHFIT.

3.2 CERAHFIT : présentation générale

Afin de répondre aux besoins précités, un FRM instrumenté a donc été réalisé : CERAHFIT, pour Fauteuil Instrumenté de Terrain conçu au CERAH. Cet outil de mesure répond à notre volonté de mesurer l'ensemble des interactions utilisateur-FRM, d'être autonome pour placer l'utilisateur dans le cadre quotidien et de permettre de mesurer l'impact des réglages d'un FRM. Cet ergomètre est en cours de montage, à 80% de sa finalisation.

CERAHFIT permet de mesurer les efforts au niveau des palettes repose-pied, de l'assise, du dossier, et au niveau des mains-courantes. Il mesure aussi les accélérations, l'inclinaison du FRM, la position de la main sur les mains-courantes et les distances parcourues.

Les efforts sont mesurés par des capteurs dynamométriques six composantes qui correspondent aux forces et moments en x, y et z. Les mains courantes sont équipées des capteurs de pression afin de déterminer le placement de la main sur la main courante. Les positions angulaires des roues sont mesurées via des potentiomètres. Un accéléromètre trois composantes et un inclinomètre deux composantes complètent cette instrumentation. Les données sont enregistrées sur un PC embarqué et les acquisitions sont pilotées et visualisées à distance via un tablet-PC.

L'ensemble de cette instrumentation est placé sur un châssis multi-réglages en fibres de carbone, afin de pouvoir mesurer l'impact de l'ensemble des réglages d'un FRM sur les paramètres de propulsion. Comme l'instrumentation rajoute du volume, le châssis réalisé est de taille inférieure à un châssis

normal. La fibre de carbone fut choisie afin de conserver une masse « FRM + instrumentation » proche de celle d'un FRM standard.

L'intérêt d'un châssis multi-réglages est de pouvoir proposer au patient un large panel de configurations possibles et donc d'éclairer sur l'impact de ses réglages. De nombreuses études s'intéressent à ce point et ont étudié par exemple l'impact de la hauteur d'assise [van_der_Woude_LH.1989]. Nous voyons aussi qu'une faible distance verticale de l'axe de l'épaule et axe des roues motrices augmente le confort de l'utilisateur [Boninger_ML.2002]. Notre châssis permettra aussi d'adapter nos essais à des patients d'âge, de morphologie et de pathologies différentes et ainsi de compléter les bases de données existantes [Kirby_RL.1996][Boninger_ML.1995].

CERAHFIT a donc été conçu de sorte à disposer de l'ensemble des principaux réglages présents sur les FRM. Nous retrouvons des réglages de :

- Longueur d'assise
- Largeur d'assise
- Largeur du dossier
- Hauteur du dossier
- Hauteur de l'assise
- Longueur potence
- Profondeur d'assise
- Hauteur assise arrière
- Hauteur assise avant
- Hauteur repose pied
- Angle entre l'assise et l'axe horizontal
- Angle entre le dossier et l'axe vertical dans le plan sagittal
- Angle des potences
- Carrossage des roues motrices
- Position antéro-postérieure des roues directrices
- Position antéro-postérieure des roues motrices
- Voie des roues motrices

Nous disposons d'un outil autonome permettant de placer un individu dans son environnement quotidien. Au moment de la rédaction de ce document, CERAHFIT est en cours de montage et de validation. Le chapitre suivant présente les étapes de sa conception.

3.3 CERAHFIT : conception

3.3.1 Châssis et instrumentation

Pour quantifier des interactions, la géométrie du FRM est prépondérante. Les FRM du commerce présentent des réglages variés selon les modèles. Néanmoins souvent ces réglages ne sont pas indépendants. Par exemple augmenter l'empattement d'un FRM induit souvent un abaissement de l'assise. Incliner l'assise n'est souvent possible que si les roues arrières sont reculées. Seuls quelques modèles permettent des réglages indépendants. Les problèmes de réglages se rencontrent aussi sur les ergomètres utilisés dans de nombreuses études [Dabonneville_M.2005]. Ainsi, mesurer l'impact de l'inclinaison du dossier n'est rigoureux que si les expérimentateurs s'assurent de la conservation de la distance épaule et main-courante. Pour se faire, le dossier doit être inclinable, et la position des roues motrices doit pouvoir s'adapter grâce à des déplacements horizontaux. Isoler le paramètre « distance épaule et point supérieur de la main-courante » nécessite donc de disposer de deux réglages indépendants, celui du dossier et celui des roues motrices.

CERAHFIT regroupe l'ensemble des réglages que l'on peut rencontrer. La conception de notre ergomètre les rendent indépendant les uns des autres.

La figure 52 illustre les réglages possibles du châssis de CERAHFIT. L'ensemble de l'instrumentation est modulable par rapport à celui-ci.

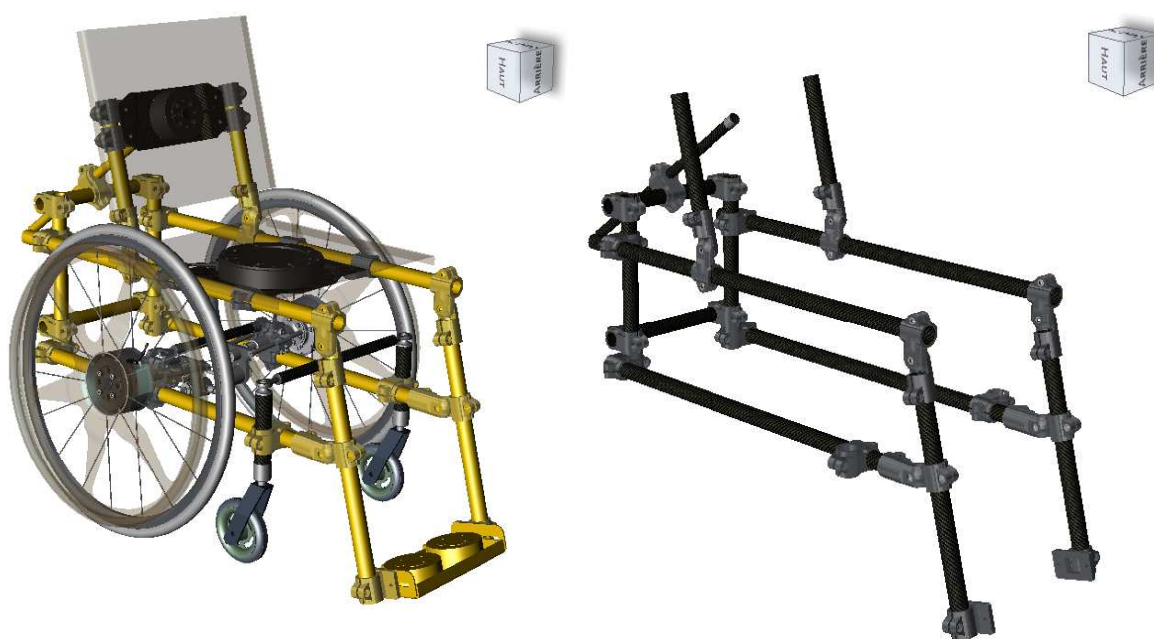


Figure 52 : Images CAO du châssis : plus de 15 réglages indépendants.

L'instrumentation est composée de capteur six composantes au niveau des mains-courantes, des palettes repose-pied, de l'assise et du dossier. Ces capteurs permettent de mesurer les forces et moment en x, y et z. Ils fonctionnent en traction et compression, délivrent un signal 0-10V grâce à une amplification intégrée. L'incertitude est inférieure à 1% de l'étendue de mesure. Ces capteurs fonctionnent en 15-30V. Leur étalonnage a été confié au fabricant qui nous a fourni la matrice correspondante à chacun de ces six capteurs. La surcharge admissible est de 150% de leur étendue de mesure maximale.

Le tableau 10 récapitule les étendues de mesures de nos capteurs.

| | Dossier | Assise | Mains courantes | Palette repose-pied |
|----|---------|--------|-----------------|---------------------|
| Fx | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 |
| Fy | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 |
| Fz | 1000 | 4500 | 1000 | 1000 |
| Mx | 100 | 500 | 100 | 100 |
| My | 100 | 500 | 100 | 100 |
| Mz | 100 | 500 | 100 | 100 |

Tableau 10 : Etendue de mesure des capteurs six composantes

Ces étendues ont été définies en se basant sur les publications scientifiques et en ajoutant un coefficient de deux minimums afin de disposer d'une marge permettant d'utiliser CERAHFIT même dans des circonstances que peuvent rencontrer des utilisateurs : pavés, pentes herbeuses, dévers, saut de trottoirs... Il est à noter que ces capteurs ne disposent pas de butées mécaniques pour les protéger d'éventuelles surcharges provoquées par un choc. De plus, certaines étendues sont liées à d'autres, il faut donc conserver une certaine cohérence entre les étendues sur les moments et celles sur les forces.

Cette instrumentation dynamométrique est complétée par un accéléromètre trois composantes, un inclinomètre 2D, des potentiomètres et des capteurs de position sur les mains-courantes. L'accéléromètre sera fixé sous la plaque d'assise. Son étendue de mesure est 0-10g avec de 0.8% de la mesure et ceci afin de disposer d'une étendue de mesure adaptée au saut de trottoir. L'inclinomètre permet de mesurer l'inclinaison de CERAHFIT sur les plans sagittal et horizontal de 0 à 15°. Les deux potentiomètres, de type disque magnétique, permettent d'enregistrer les rotations des roues motrices afin de mesurer les déplacements du fauteuil et de connaître les positions angulaires des roues. Ils mesurent de 0 à 360° en continu. Les figures suivantes illustrent, via une coupe sagittale, les engrenages adaptés pour mettre en mouvement les potentiomètres par la rotation des roues motrices.

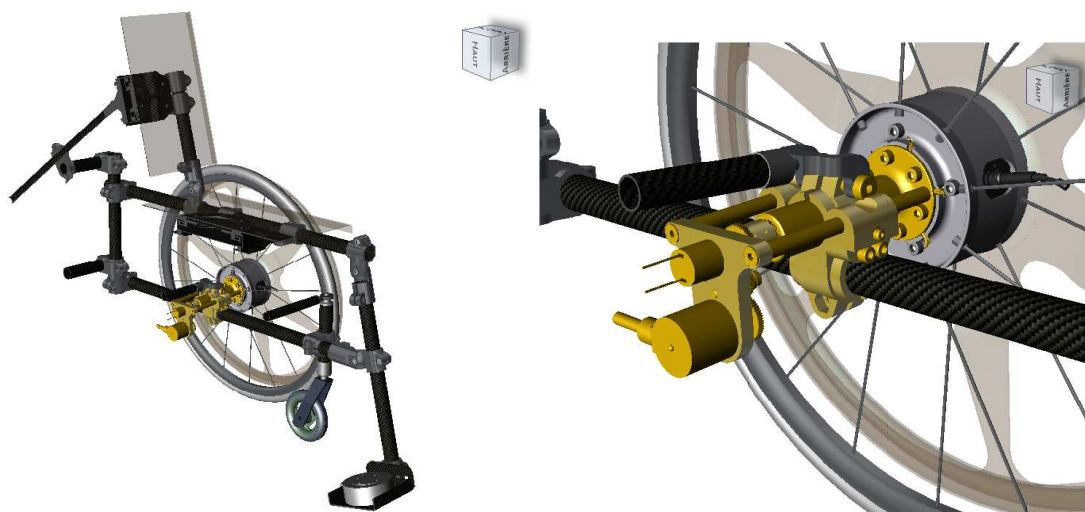


Figure 53 : Images CAO du montage d'un potentiomètre

L'intérêt supplémentaire de disposer d'un accéléromètre et de potentiomètres est de pouvoir valider les mesures en comparant les vitesses obtenues par dérivation du déplacement et par l'intégration des accélérations.

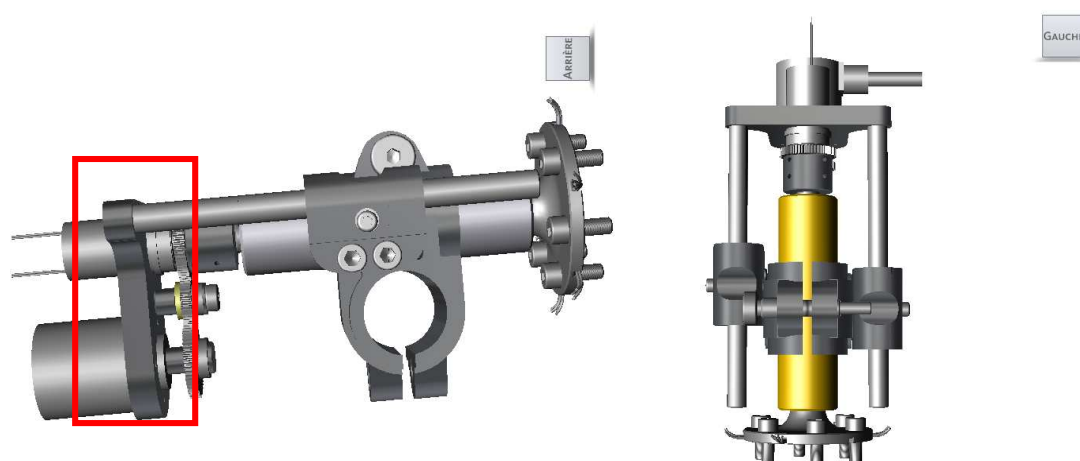


Figure 54 : Images CAO des engrenages et du collecteur tournant

Sur l'image de droite de la figure 54, nous pouvons observer une pièce en jaune qui intègre un collecteur tournant disposant de 24 pistes. Sa fonction est de transmettre les signaux de l'instrumentation des roues motrices au PC embarqué. L'utilisation d'un collecteur tournant évite d'utiliser une transmission par télémétrie. Or la télémétrie est une solution coûteuse, limite le nombre de voies et rend délicat la synchronisation des signaux. Par contre l'utilisation d'un collecteur tournant nécessite une amplification du signal des capteurs de roues en amont afin que les mesures ne soient pas perturbées par le bruit généré par le collecteur de l'ordre du millivolt. Nos capteurs six composantes possèdent une amplification intégrée.

La figure 55 illustre la pièce d'adaptation réalisée pour accueillir les capteurs dynamométriques de roues. Nous avons choisi de placer nos capteurs au centre des roues. Les mesures des efforts exercés par l'utilisateur sont donc réalisées en ce point. Ce choix facilite les calculs des forces et moments sur la main courante grâce au théorème du transfert des moments.



Figure 55 : Images CAO de la pièce d'adaptation d'un capteur six composantes de roue

Ce choix de placement en centre roue nécessite une conception adaptée de la liaison capteur main-courante (figure 56). Il est nécessaire que les efforts mesurés ne soient pas entachés par des erreurs liées à la déformation des éléments de liaison. Nous avons aussi comme exigence que la distance roue et main-courante soit proche de ce que l'on rencontre sur un FRM standard, 3cm. Pour répondre à notre besoin de rigidité et de poids, la fibre de carbone fut à nouveau utilisée. La main-courante et la liaison furent moulées en une seule pièce, nous obtenons la forme suivante, complétée d'un flasque pour la rigidité.



Figure 56 : Images CAO de la pièce liaison capteur et main-courante

Les capteurs de position de la main de l'utilisateur sur la main-courante sont une suite de nappes de pression composées de 64 capteurs éléments sensibles. L'électronique de conditionnement délivre une tension correspondante à la partie sensible où la pression est la plus grande. La position de cette partie sensible est retenue comme étant la position du point d'application de la main de l'utilisateur. Ces capteurs de position permettent une résolution de 2,6cm soit la dimension moyenne d'une demi-largeur de main. La pression peut aussi être mesurée avec une étendue maximale de 7kg par cm².

La figure 57 présente les deux capteurs palette repose-pied et leur pièce d'adaptation. Une plaque en fibres de carbone, non visible ici, divisée en deux est positionnée sur les capteurs. Cette instrumentation permet une mesure fine qui correspond aux efforts exercés par chaque pied du patient.



Figure 57 : Images CAO du support de palette repose-pied composé de 2 capteurs, un pour chaque pied

La position des palettes repose-pied est ajustable en hauteur afin de s'adapter à la morphologie de l'utilisateur. L'angle des supports de ces palettes et leur position antéro-postérieure sont aussi modulables.

Cette modularité se retrouve pour les supports des capteurs assise et dossier. Ils sont aussi réalisés en fibres de carbone et peuvent être positionnés différemment par un simple jeu de serrage de pièce. Leur rôle est double, car ils servent aussi à rigidifier le châssis pour limiter les torsions (figure 58).

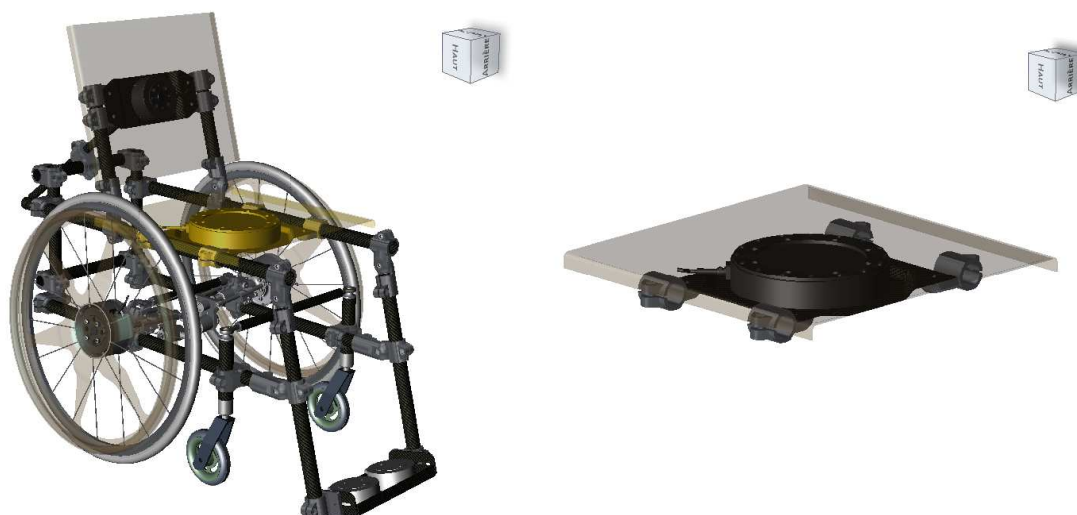


Figure 58 : Images CAO du support d'assise

Il peut être déplacé d'avant en arrière et les plaques sont adaptées en fonction de la largeur de bassin de l'utilisateur.

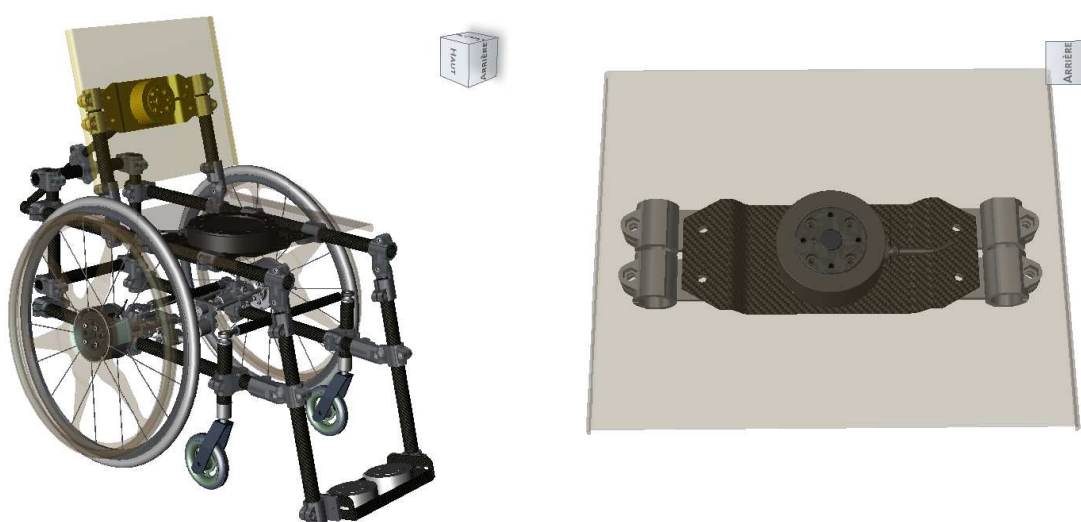


Figure 59 : Images CAO du support de dossier

Il peut être déplacé de haut en bas et les plaques sont adaptées en fonction de l'utilisateur

La transmission des efforts de l'utilisateur sur l'assise et le dossier se fait par l'intermédiaire de plaques recouvertes d'une mousse fine et de largeur et longueur adaptées là aussi à la morphologie du patient (figure 59). Nous disposons donc d'un ensemble de plaques de largeur et de longueur différentes. Pour optimiser le rapport poids rigidité, nous avons réalisé ces plaques en nid d'abeille recouvert de fibres de carbone

Les figures suivantes présentent les pièces d'adaptation des roues directrices. Elles permettent de choisir la hauteur par rapport au châssis ainsi que la position antéro-postérieure des roues et

donc de faire varier l'empattement de CERAHFIT sans modifier la position des roues motrices par rapport au système de soutien du corps.



Figure 60 : Images CAO des adaptations roues directrices

La pièce horizontale évite la rotation autour du châssis des supports de roues directrices. Une pièce similaire est présente au niveau de roues motrices. Elle possède une particularité supplémentaire, celle de pouvoir varier en longueur et donc de permettre de régler le carrossage des roues.



Figure 61 : Images CAO de la pièce pour le réglage du carrossage

Les capteurs présents sur CERAHFIT sont alimentés en 24V par deux batteries Ni/Mh. Avec l'ensemble de l'instrumentation, l'autonomie est au minimum de 2 heures.

Les mesures obtenues par l'ensemble de l'instrumentation présente sur ce fauteuil sont recueillies par des cartes d'acquisition National Instruments® 9205 d'une résolution de 16 bits via le châssis National Instruments® CompactDAQ. Il permet de transférer les données par le port USB à l'ordinateur portable embarqué. Selon les configurations choisies, l'acquisition est de 54 voies analogiques simultanées.

Nous disposons donc d'un outil autonome capable de mesurer les efforts exercés par l'utilisateur sur un FRM en situations réelles et avec des possibilités de réglages étendues. L'indépendance des mesures et la capacité à quantifier la position de la main de l'utilisateur sur la main-courante constitue un réel avantage par rapport aux autres ergomètres.

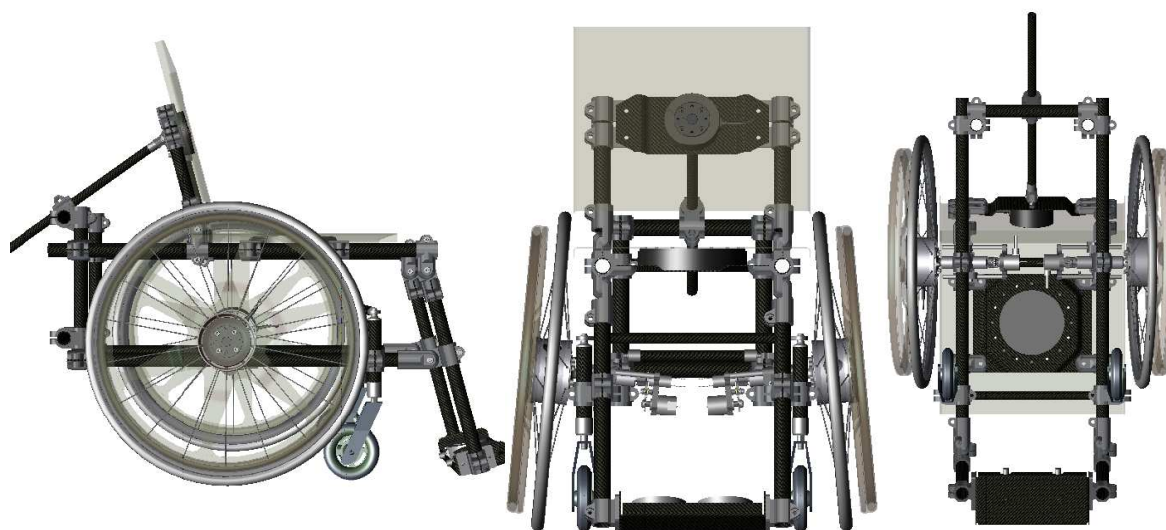


Figure 62 : CERAHFIT en vue de côté, de face et de dessous

Le chapitre suivant présente le logiciel développé pour l'acquisition et le traitement des données.

3.3.2 Logiciel d'acquisition et de traitement

Les programmes d'acquisition et de traitement sont réalisés sous LabVIEW® (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench). Ce logiciel National Instrument® est choisi pour sa modularité et pour conserver une homogénéité à la chaîne d'acquisition.

Outre l'acquisition et le traitement, le programme a pour objectif de donner à l'expérimentateur la possibilité d'enregistrer un ensemble d'informations (données anthropométriques et réglages) complémentaires aux essais réalisés par le sujet utilisant CERAHFIT. Les diagrammes ci-dessous renseignent sur le fonctionnement du programme d'acquisition et du programme de traitement. Ces programmes seront détaillés par la suite (figures 63 et 64).

Acquisition de données

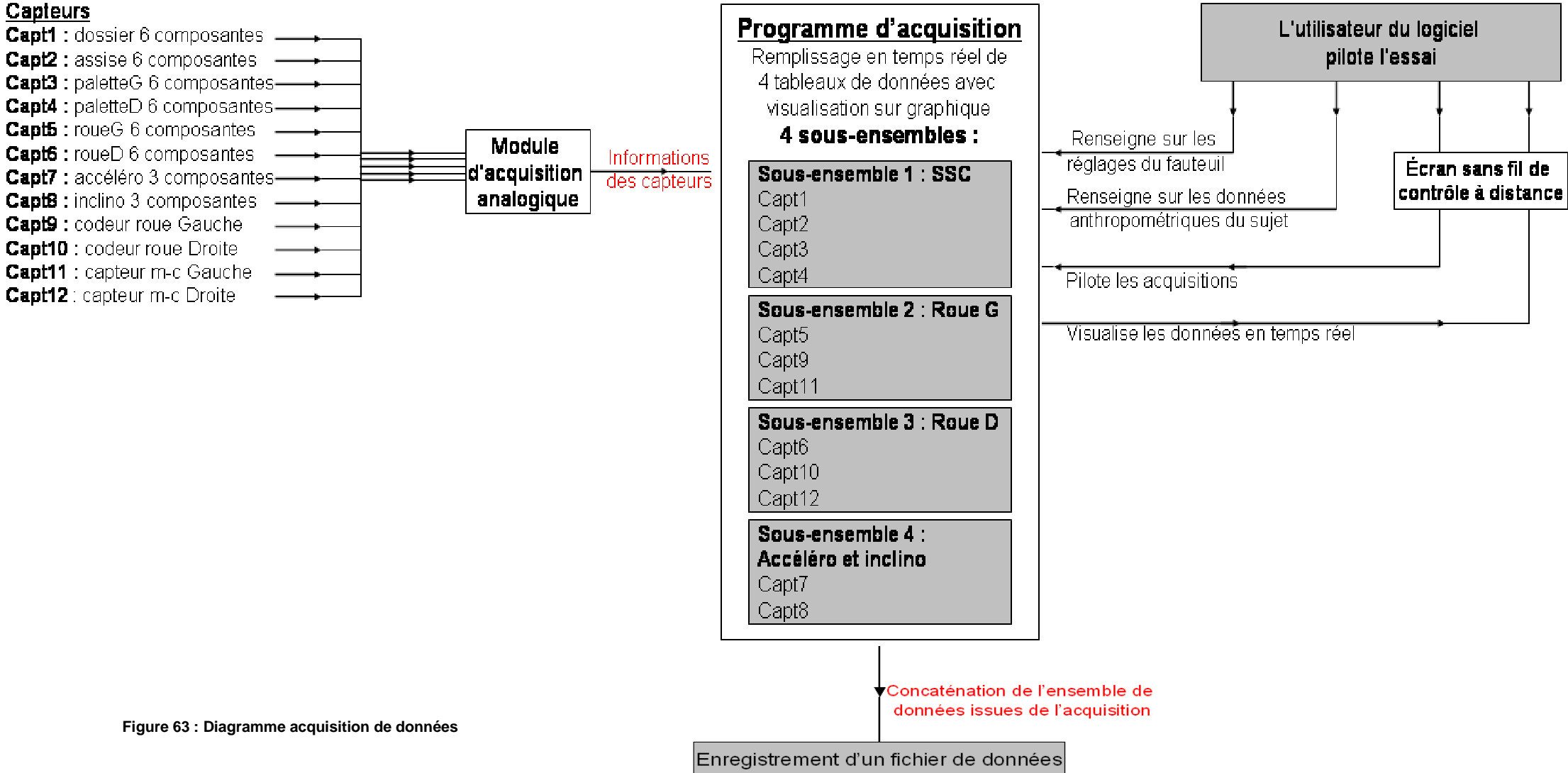


Figure 63 : Diagramme acquisition de données

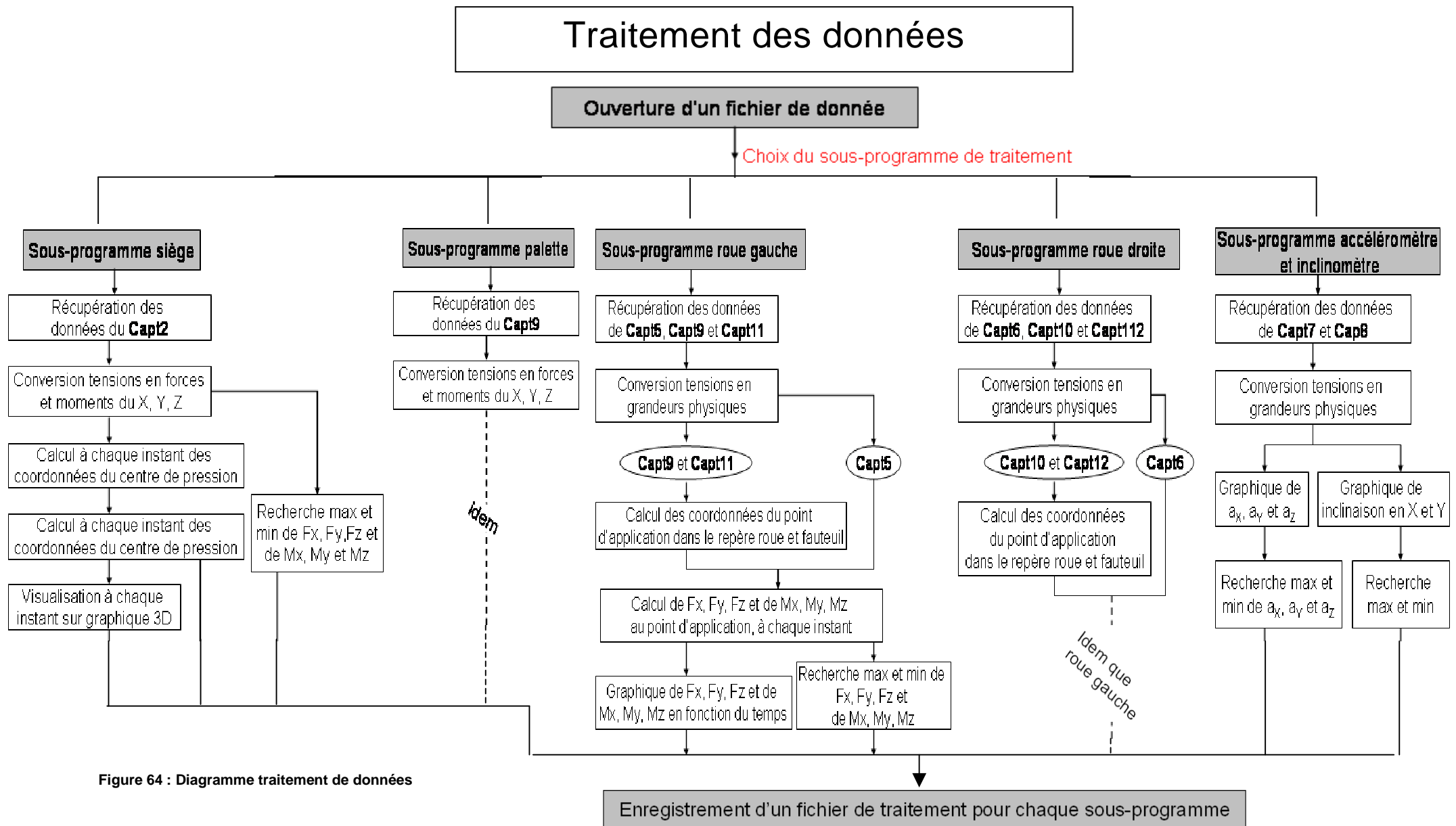


Figure 64 : Diagramme traitement de données

3.3.2.1 Acquisition

L'acquisition de données permet de recueillir les signaux analogiques issus des différents capteurs. Le programme rend possible l'acquisition de l'ensemble des signaux via des interfaces configurables. Elles effectuent automatiquement les différentes opérations nécessaires au bon déroulement de l'acquisition.

Ce programme fait appel à trois sous-programmes permettant de réaliser :

- La suppression d'offset des voies analogiques en tension:

L'offset en tension intervient lors de la mise en place de l'utilisateur sur CERAHFIT. Ce sous-programme permet de récupérer le tableau de moyennes de chacune des voies analogiques du programme « Offset.vi ».

- L'acquisition des données:

L'acquisition se fait en continu dans le programme « Acquisition Voies analogiques.vi ».

- L'écriture des différentes données:

Les données acquises par la carte d'acquisition, les données anthropométriques ainsi que les réglages du fauteuil sont enregistrés dans un fichier propre à chaque utilisateur du fauteuil roulant.

Les figures 65 et 66 présentent l'interface utilisateur du logiciel et le logigramme sous-jacent.

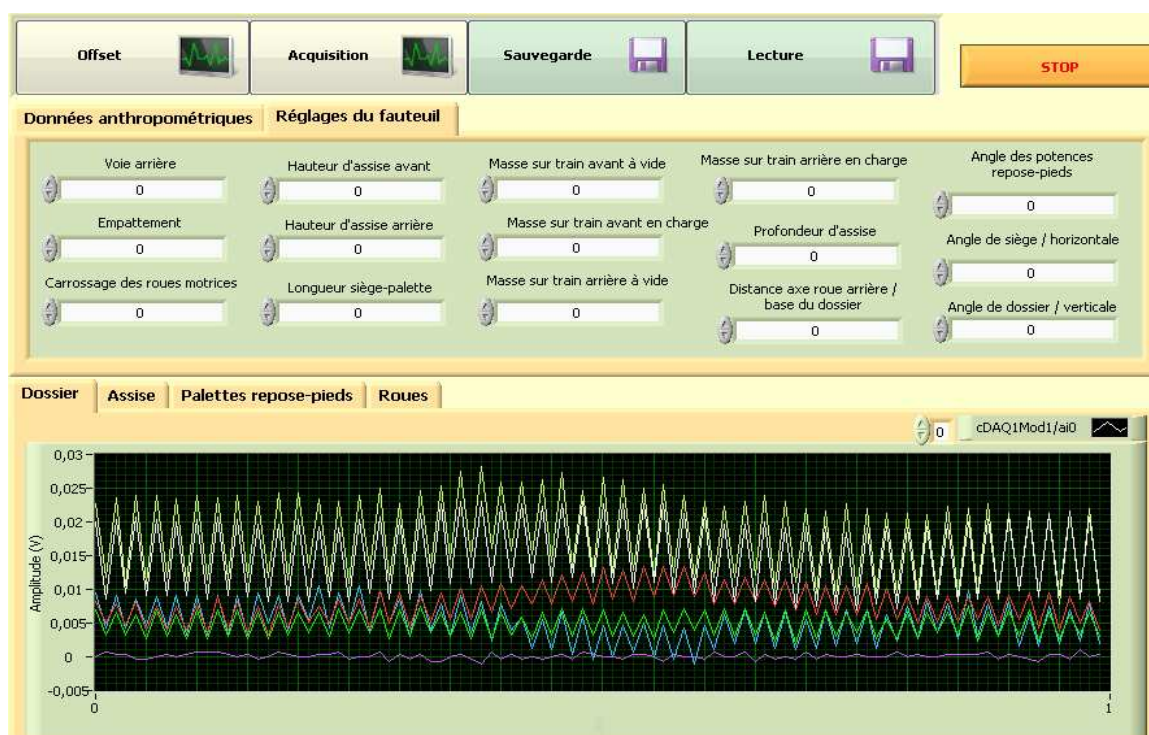


Figure 65 : Ecran d'exécution du *Prog principal.vi*

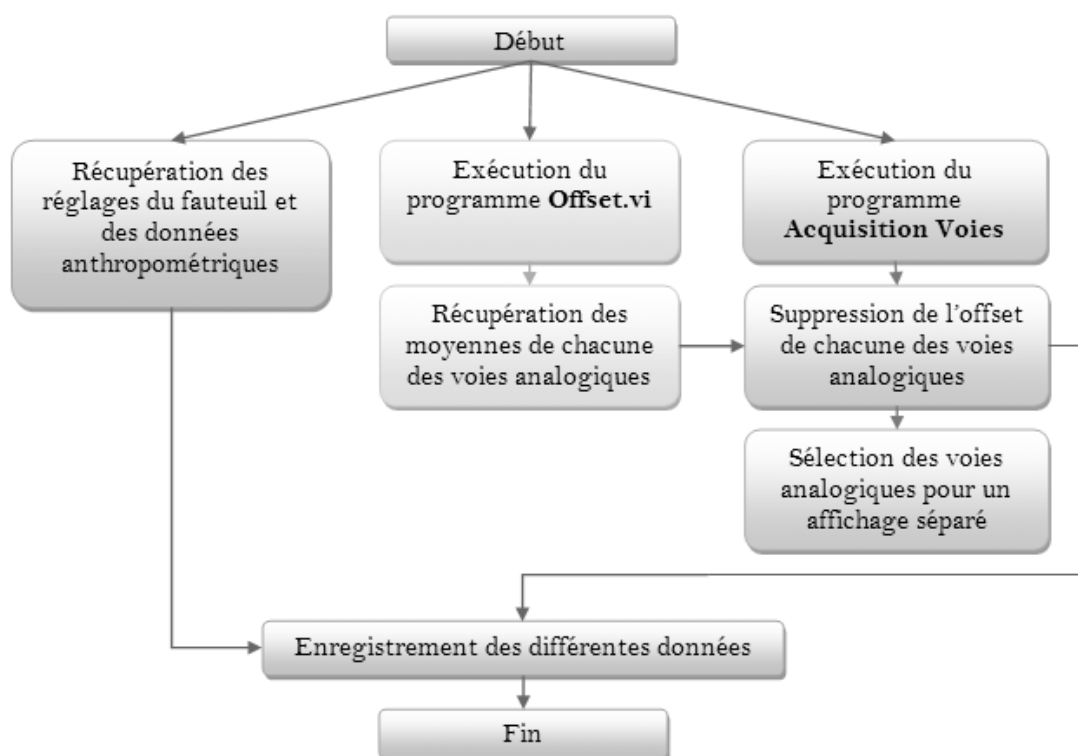


Figure 66 : Organigramme Prog principal.vi

A la fin de l'acquisition, l'expérimentateur enregistre dans un fichier les données anthropométriques du sujet (poids, taille, longueur des jambes...), les réglages du fauteuil (empattement, carrossage des roues, hauteur d'assise...), ainsi que les données électriques issues des capteurs (figure 66).

Les signaux, issus des capteurs, sont regroupés et affichés sur des graphes séparés selon les besoins de l'expérimentateur. La visualisation peut se faire en direct lors de l'utilisation de CERAHFIT via le tablet-PC. L'intérêt est de disposer d'un outil de contrôle afin de vérifier le bon fonctionnement de la chaîne d'acquisition, évitant ainsi de poursuivre un protocole expérimental inutilement.

3.3.2.2 Traitement

Une fois les données acquises et enregistrées, l'expérimentateur a la possibilité d'effectuer plusieurs types de traitement selon le protocole expérimental défini initialement. Les données mesurées par CERAHFIT permettent d'obtenir des grandeurs physiques notamment les forces, les moments et le point de la résultante des efforts exercés sur les mains-courantes et sur les différentes zones du système de soutien du corps. L'obtention des grandeurs physiques nécessite d'intégrer des algorithmes, pour les changements de repères et pour les calculs de résultantes. Les chapitres suivants présentent ces calculs puis leur intégration dans le programme LabVIEW®.

3.3.2.2.1 Calculs roue motrice et main-courante

L'objectif est d'exprimer, à partir des mesures du capteur de moyeu roue, les forces, les moments et les coordonnées du point d'appui sur les mains-courantes, dans le repère fauteuil ou dans le repère main-courante, et donc d'avoir en sortie les efforts exercés par l'utilisateur sur les mains-courante.

Voici une photographie la roue droite de CERAHFIT :

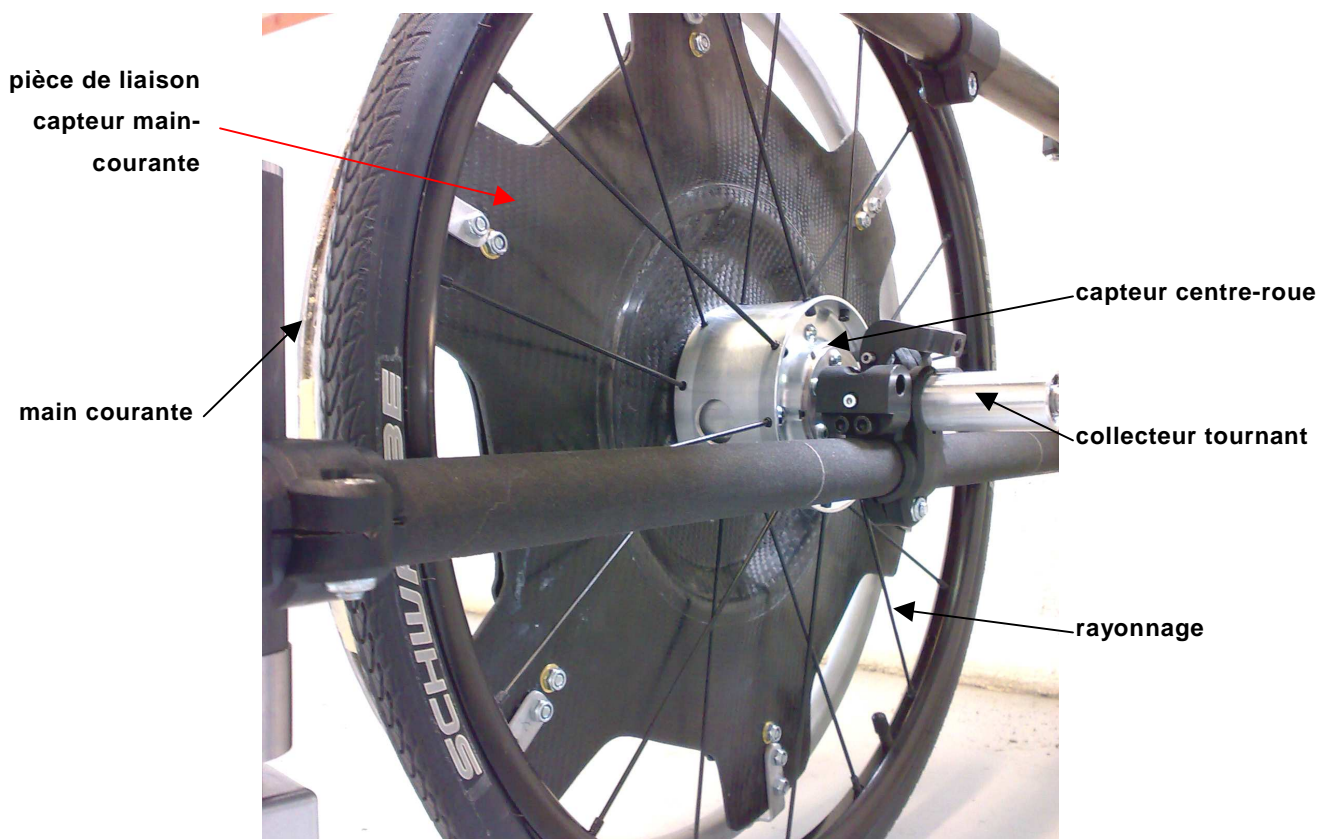


Figure 67 : Photo de la roue droite de CERAHFIT en vue coté intérieure

On observe la pièce d'adaptation recevant le capteur, le rayonnage de la roue et la pièce liaison et main-courante (figure 67). Nous pouvons schématiser comme sur la figure 68 afin de pouvoir passer des mesures capteur en centre roue aux efforts exercés sur la main-courante :

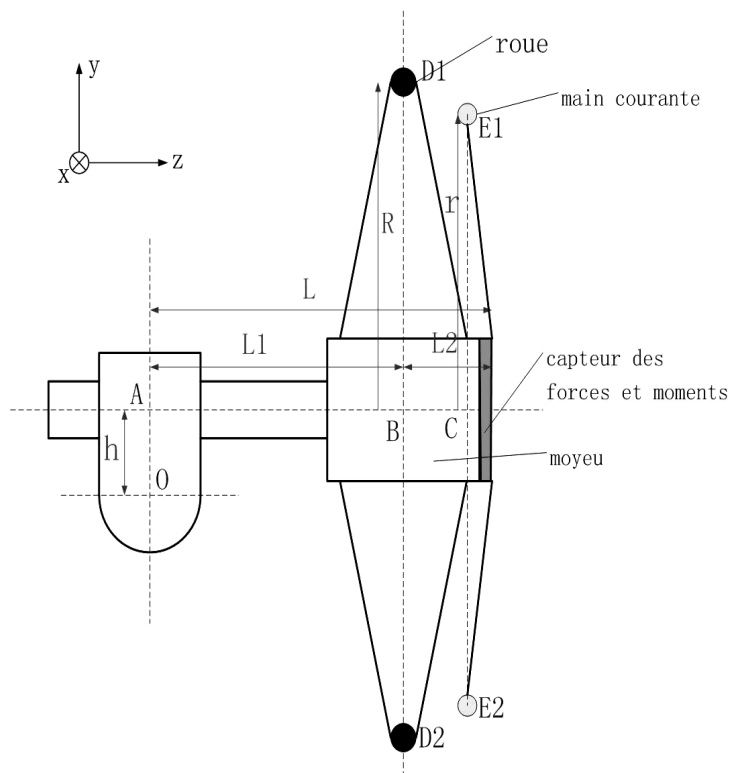


Figure 68 : Schéma de roue à droite de CERAHFIT

En vue de calculs des pages suivantes, nous utilisons la simplification du précédent schéma et obtenons :

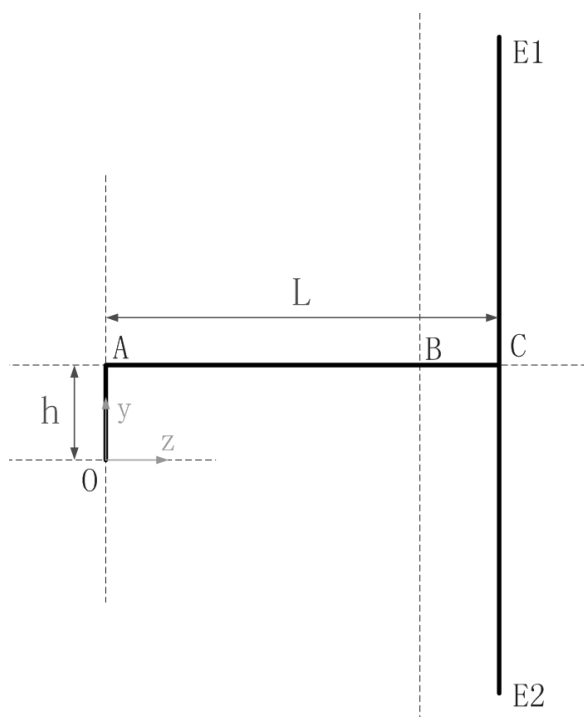


Figure 69 : Schéma simplifié de la roue

Les données issues des capteurs présents sur les mains-courantes sont :

Le codeur :

- La rampe de 0V à 10V correspond à un angle de 0° à 360° , soit un tour du codeur
- Le capteur de pression/déplacement sur la main courante :
- La circonférence de la roue est de 170 cm. La tension du capteur varie du 0V au 10V.
- Le capteur des forces et moments de roue:
- La main courante est directement fixée aux capteurs centre roue.

Nous allons déterminer, dans le référentiel fauteuil, les coordonnées du point d'appui, les forces et moments au niveau de la main-courante sans puis avec carrossage.

Pour la suite, le référentiel capteur correspond au référentiel interne au capteur. Ainsi pour les capteurs 6 composantes des roues, ce référentiel est en rotation lorsque la roue tourne. Le référentiel fauteuil est fixe sur le fauteuil (figure 70).

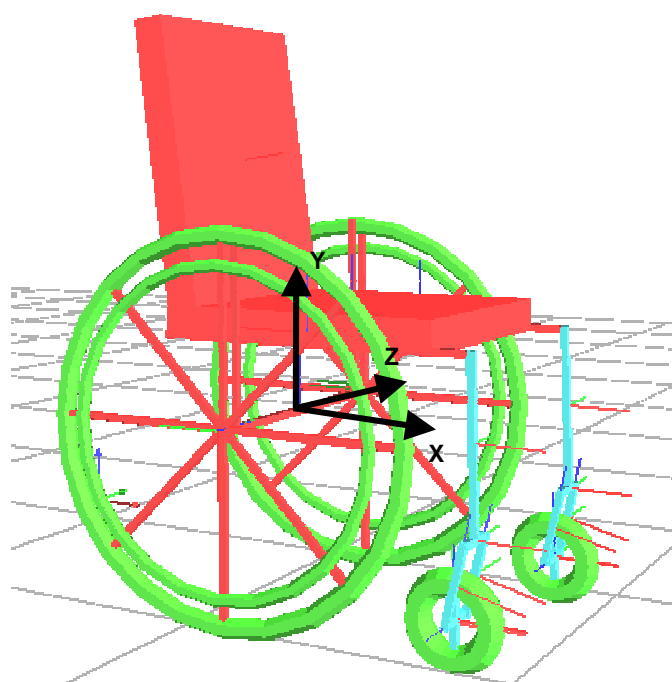


Figure 70 : Référentiel fauteuil

Détermination des coordonnées du point d'appui sans carrossage

Calage de l'origine du codeur avec celle du capteur de la main courante :

Lors du montage de la roue l'origine du codeur (ou zéro roue) n'est pas forcément alignée avec l'origine de la main courante. Ce décalage est appelé « OFFSET ».

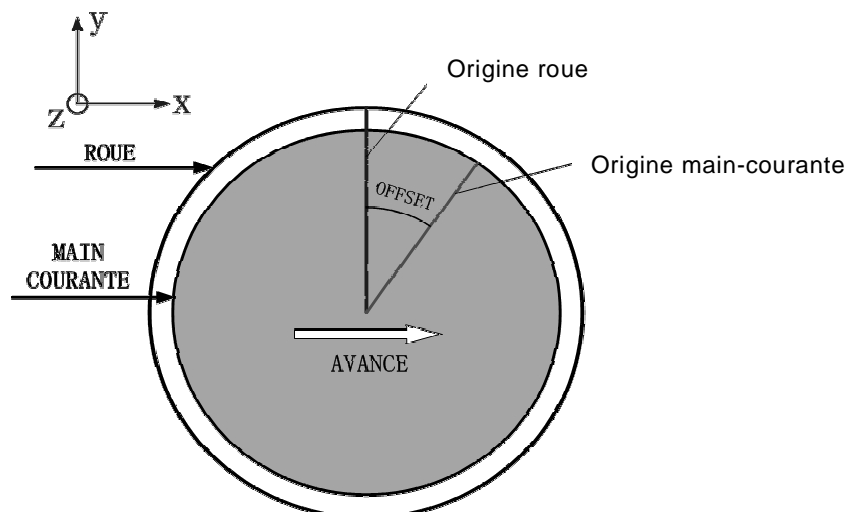


Figure 71 : OFFSET sur main-courante

La valeur de l'offset est une composante connue, soustraite dans le programme pour n'avoir qu'une seule origine de référence, celle de la roue.

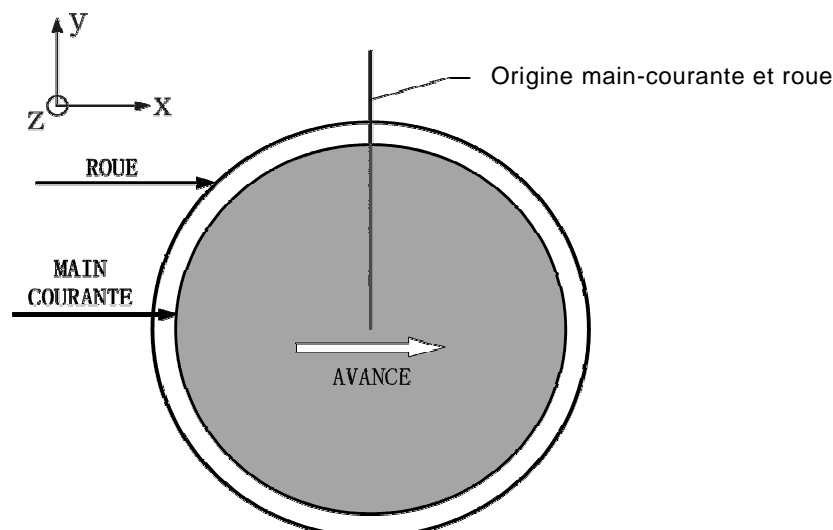


Figure 72 : Synchronisation des origines

Calcul de l'arc et l'angle du point d'appui :

Avant la rotation de la roue, nous pouvons calculer l'angle entre le point d'appui et l'origine de la roue.

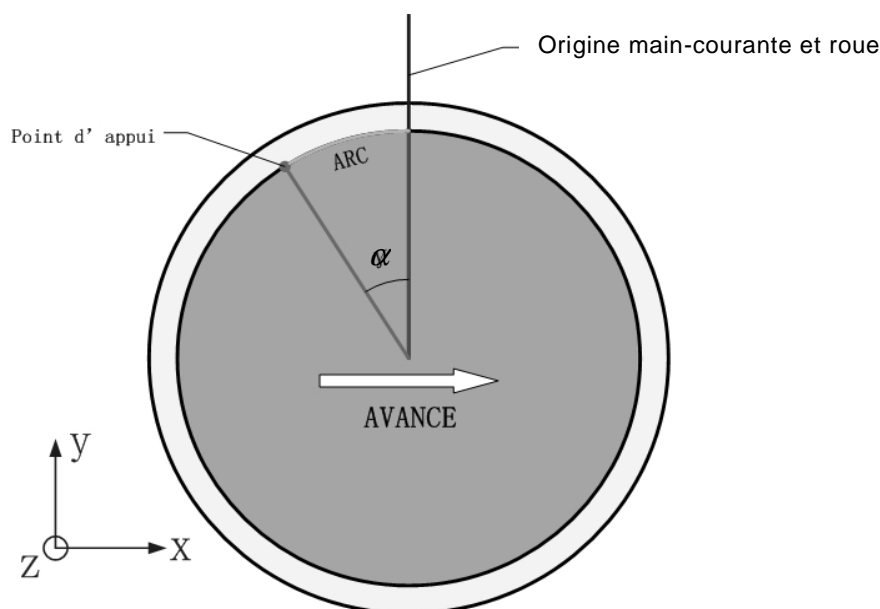


Figure 73 : Schéma du point d'appui

Lors de l'appui sur la main courante, l'arc et l'angle se calculent ainsi :

$$arc = \frac{tension \times L}{10V}$$

avec : *tension* : la tension du capteur de la main courante

L : circonférence de la main courante

10V : niveau de tension maximal en sortie du capteur de la main courante

$$\alpha = \frac{arc}{r} \times \frac{360^\circ}{2\pi}$$

avec : *r* le rayon de la main courante

Calcul de l'angle du point d'appui en roulant :

Lorsque la roue est en rotation, son axe origine se déplace par rapport au repère fauteuil. Nous obtenons les trois angles au-dessous :

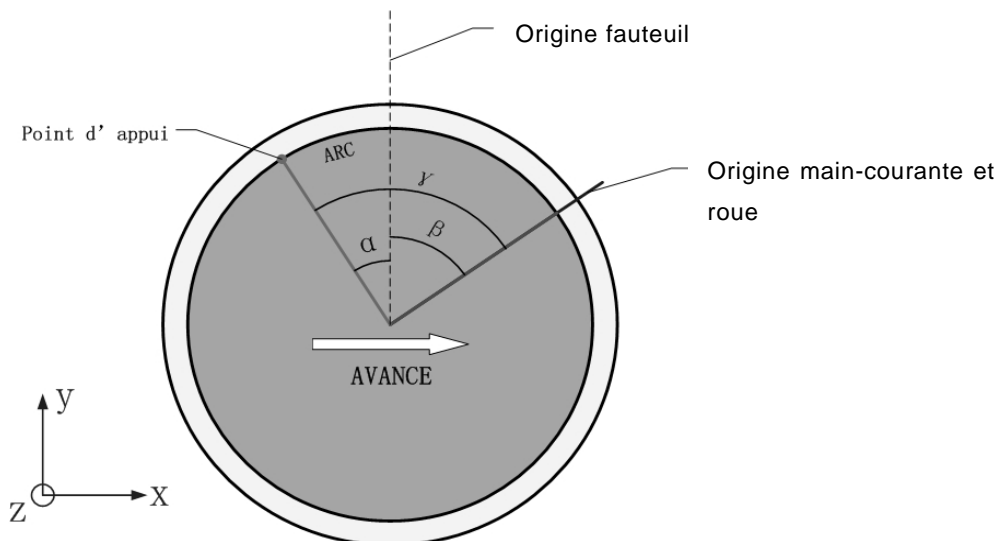


Figure 74 : Schéma de calcul de l'angle d'appui

avec :

- γ : angle entre l'origine de la main courante et le point d'appui sur la main courante.
- β : angle qu'effectue la roue entre l'origine du fauteuil et l'origine de la main courante entre deux échantillonnages.

L'origine de départ reste verticale dans le repère fauteuil. On considère :
angle relatif $\alpha =$ angle de la roue β - angle main courante γ

avec : angle relatif : pour calculer les coordonnées du point d'appui
angle main courante : calculé par le capteur de la main courante
angle de la roue : calculé par le codeur

Calcul des coordonnées du point d'appui :

En se référant à la figure précédente, nous obtenons :

$$x = r \times \sin(\alpha)$$

$$y = r \times \cos(\alpha)$$

$$z = 0$$

Calculs des forces et moments sans carrossage

On veut mesurer des forces et des moments de façon indirecte, c'est à dire là où la main se pose, et non là où on enregistre (capteur). L'origine est celle du centre de la roue. Les coordonnées des forces et moments mesurées par le capteur de la main courante sont dans le repère main courante :

$$f_x, f_y, f_z \text{ et } m_x, m_y, m_z$$

Ces coordonnées au point d'appui sont :

$$F_x, F_y, F_z \text{ et } M_x, M_y, M_z$$

- Forces :

La pièce liaison capteur et main courante est considérée comme un solide rigide, nous pouvons donc écrire :

$$F_x = f_x$$

$$F_y = f_y$$

$$F_z = f_z$$

- Moments :

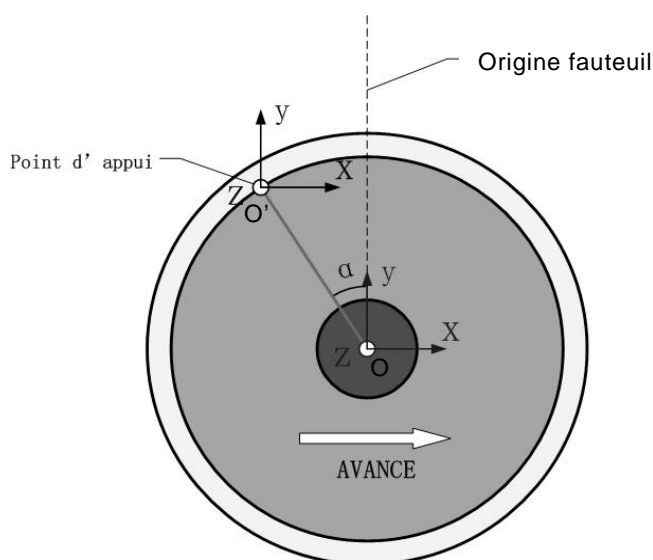


Figure 75 : Schéma des efforts

Nous notons O le centre de la roue et O' le point d'appui. En équilibre, le théorème du transfert des moments peut s'écrire :

$$\vec{M}_{O'} = \vec{M}_O + \vec{O'O} \wedge \vec{F}$$

Avec les vecteurs force, nous obtenons dans le repère fauteuil :

$$\begin{pmatrix} M_{O'\bar{x}} \\ M_{O'\bar{y}} \\ M_{O'\bar{z}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{O\bar{x}} \\ M_{O\bar{y}} \\ M_{O\bar{z}} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \vec{O'O'\bar{x}} \\ \vec{O'O'\bar{y}} \\ \vec{O'O'\bar{z}} \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} F_X \\ F_Y \\ F_Z \end{pmatrix}$$

$$\text{Sur X : } M_{O'\bar{x}} = M_{O\bar{x}} + \vec{O'O'\bar{y}} \times F_Z - \vec{O'O'\bar{z}} \times F_Y$$

$$\text{Sur Y : } M_{O'\bar{y}} = M_{O\bar{y}} + \vec{O'O'\bar{z}} \times F_X - \vec{O'O'\bar{x}} \times F_Z$$

$$\text{Sur Z : } M_{O'\bar{z}} = M_{O\bar{z}} + \vec{O'O'\bar{x}} \times F_Y - \vec{O'O'\bar{y}} \times F_X$$

$$\text{Avec : } \vec{O'O'\bar{x}} = -r \times \sin \alpha$$

$$\vec{O'O'\bar{y}} = r \times \cos \alpha$$

$$\vec{O'O'\bar{z}} = 0$$

Nous obtenons :

$$M_{O'\bar{x}} = M_{O\bar{x}} + r \cos \alpha \times F_Z$$

$$M_{O'\bar{y}} = M_{O\bar{y}} + r \sin \alpha \times F_Z$$

$$M_{O'\bar{z}} = M_{O\bar{z}} - r \times \sin \alpha \times F_Y - r \times \cos \alpha \times F_X$$

Détermination des coordonnées du point d'appui avec carrossage

Avant de déterminer les efforts exercés par la main de l'utilisateur sur la main-courante, nous calculons les coordonnées du point d'appui. Ce schéma correspond à la simplification du schéma de la figure 65.

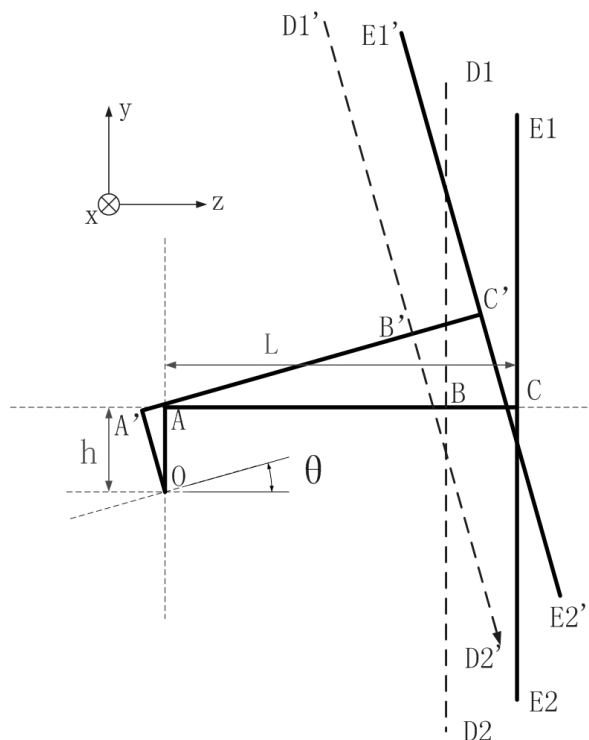


Figure 76 : Schéma roue carrossée

avec : θ rotation de centre O selon l'axe X, ce qui correspond à la valeur du carrossage.

Les coordonnées dans le repère fauteuil sans carrossage sont :

$$x = r \times \sin(\alpha)$$

$$y = r \times \cos(\alpha) \times \cos(\theta)$$

$$z = -r \times \cos(\alpha) \times \sin(\theta)$$

Dans ce même repère avec carrossage, ces coordonnées deviennent :

$$x_c = 0$$

$$y_c = \sqrt{h^2 + L^2} \times \sin\left[\arctan\left(\frac{h}{L}\right) + \theta\right]$$

$$z_c = \sqrt{h^2 + L^2} \times \cos\left[\arctan\left(\frac{h}{L}\right) + \theta\right]$$

avec : rayon de OC = $\sqrt{h^2 + L^2}$

angle $\arctan\left(\frac{h}{L}\right)$ est la position de départ.

Nous obtenons :

$$x' = r \times \sin(\alpha)$$

$$y' = r \times \cos(\alpha) \times \cos(\theta) + \sqrt{h^2 + L^2} \times \sin\left[\arctan\left(\frac{h}{L}\right) + \theta\right]$$

$$z' = -r \times \cos(\alpha) \times \sin(\theta) + \sqrt{h^2 + L^2} \times \cos\left[\arctan\left(\frac{h}{L}\right) + \theta\right]$$

Calculs des forces et moments avec carrossage sur le point d'appui dans les repères verticaux et horizontaux

Nous souhaitons exprimer les forces et moments dans le repère fauteuil.

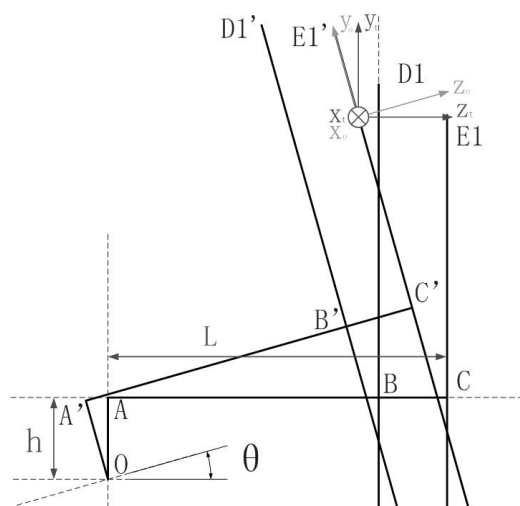


Figure 77 : Schéma des repères relatifs au carrossage

Le changement de repère est lié à la rotation suivant l'axe X. La matrice de passage P est :

$$P = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & \sin \theta \\ 0 & -\sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix}$$

Donc :

$$Matrice_{nouvelle} = P * Matrice_{ancienne}$$

$$M_n = P * M_a$$

On note la matrice contenant les forces et moments :

$$M_a = \begin{pmatrix} F_x & M_x \\ F_y & M_y \\ F_z & M_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_x & m_x + r \cos \alpha \times f_z \\ f_y & m_y + r \sin \alpha \times f_z \\ f_z & m_z - r \times \sin \alpha \times f_y - r \times \cos \alpha \times f_x \end{pmatrix}$$

La nouvelle matrice est :

$$M_n = P * \begin{pmatrix} f_x & m_x + r \cos \alpha \times f_z \\ f_y & m_y + r \sin \alpha \times f_z \\ f_z & m_z - r \times \sin \alpha \times f_y - r \times \cos \alpha \times f_x \end{pmatrix}$$

$$M_n = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & \sin \theta \\ 0 & -\sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} f_x & m_x + r \cos \alpha \times f_z \\ f_y & m_y + r \sin \alpha \times f_z \\ f_z & m_z - r \times \sin \alpha \times f_y - r \times \cos \alpha \times f_x \end{pmatrix}$$

$$M_n = \begin{pmatrix} f_x & m_x + r \cos \alpha \times f_z \\ f_y \cos \theta + f_z \sin \theta & \cos \theta (m_y + r \sin \alpha \cdot f_z) + \sin \theta (m_z - r \sin \alpha \cdot f_y - r \cos \alpha \cdot f_x) \\ f_z \cos \theta + f_y \sin \theta & -\sin \theta (m_y + r \sin \alpha \cdot f_z) + \cos \theta (m_z - r \sin \alpha \cdot f_y - r \cos \alpha \cdot f_x) \end{pmatrix}$$

Nous obtenons donc les forces et moments :

$$F_x^0 = f_x$$

$$F_y^0 = f_y \cdot \cos \theta + f_z \cdot \sin \theta$$

$$F_z^0 = f_z \cdot \cos \theta - f_y \cdot \sin \theta$$

et

$$M_x^0 = m_x + r \cos \alpha \times f_z$$

$$M_y^0 = \cos \theta (m_y + r \sin \alpha \cdot f_z) + \sin \theta (m_z - r \sin \alpha \cdot f_y - r \cos \alpha \cdot f_x)$$

$$M_z^0 = -\sin \theta (m_y + r \sin \alpha \cdot f_z) + \cos \theta (m_z - r \sin \alpha \cdot f_y - r \cos \alpha \cdot f_x)$$

3.3.2.2.2 Calculs système de soutien du corps

Comme pour le capteur centre roue, les capteurs du système de soutien du corps permettent de quantifier les forces, les moments et ici d'en déterminer les coordonnées du centre de pression. Pour ce qui est du transfert d'efforts, les calculs sont similaires à ceux pour la main-courante sans carrossage. Nous présenterons ci-dessous les calculs pour la détermination du centre de pression pour un des capteurs des palettes repose-pied. Les calculs pour l'assise et le dossier sont identiques.

Soit la figure suivante schématisant un des deux capteurs des palettes repose-pieds.

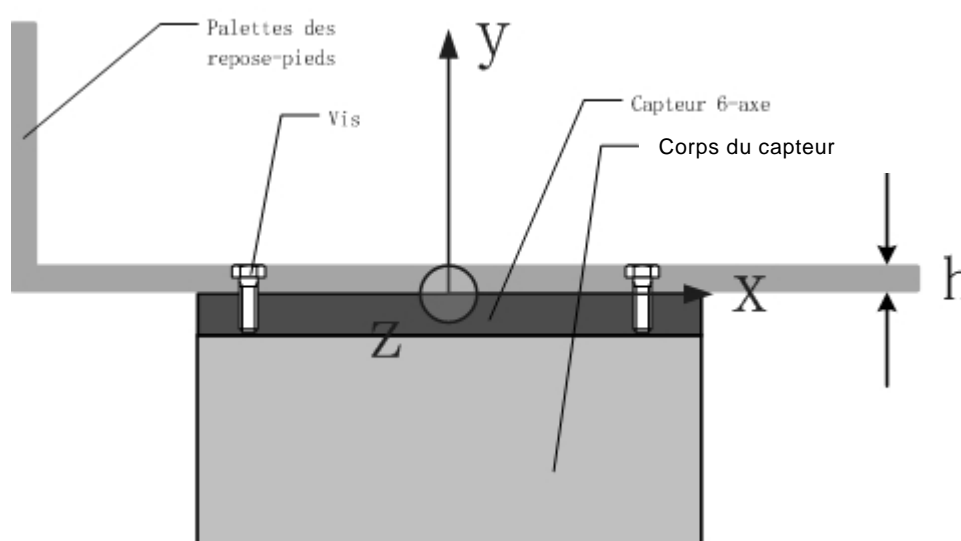


Figure 78 : Schéma capteur palette repose-pied

Le repère est défini au centre de capteur. Il mesure les forces et moments :

$$f_x, f_y, f_z \text{ et } m_x, m_y, m_z$$

Au point de pression, les forces sont : F_x, F_y, F_z

et les coordonnées de ce point sont : x_{rp}, y_{rp}, z_{rp} (avec h , l'épaisseur des palettes)

- Forces :

On considère ce système comme un solide rigide, il y a donc conservation des forces, donc :

$$F_x = f_x$$

$$F_y = f_y$$

$$F_z = f_z$$

- Centre de pression :

Si un effort est exercé au centre du capteur, les moments seront nuls.

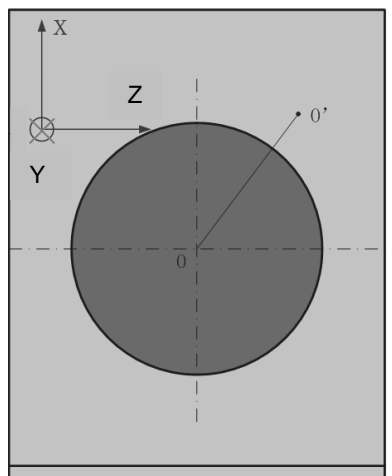


Figure 79 : Schéma d'un capteur palette repose-pied en vue de dessus

Si on considère un effort exercé en un point quelconque et en considérant l'équilibre des moments, nous avons :

$$\vec{M}_{O'} = \vec{M}_O + \vec{O'O} \wedge \vec{F}$$

En ajoutant les vecteurs forces en X, Y et Z, nous obtenons :

$$\begin{pmatrix} M_{O\bar{x}} \\ M_{O\bar{y}} \\ M_{O\bar{z}} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \vec{O'O\bar{x}} \\ \vec{O'O\bar{y}} \\ \vec{O'O\bar{z}} \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} F_X \\ F_Y \\ F_Z \end{pmatrix} = 0$$

$$\text{Sur X : } M_{O\bar{x}} + \vec{O'O\bar{y}} \times F_Z - \vec{O'O\bar{z}} \times F_Y = 0$$

$$\text{Sur Y : } M_{O\bar{y}} + \vec{O'O\bar{z}} \times F_X - \vec{O'O\bar{x}} \times F_Z = 0$$

$$\text{Sur Z : } M_{O\bar{z}} + \vec{O'O\bar{x}} \times F_Y - \vec{O'O\bar{y}} \times F_X = 0$$

Avec :

$$\vec{O'O\bar{x}} = x_{rp} ; \vec{O'O\bar{y}} = h ; \vec{O'O\bar{z}} = z_{rp} ;$$

Nous en déduisons les coordonnées du centre de pression des efforts exercés par le pied de l'utilisateur :

$$x_{rp} = \frac{h \times F_x - M_{\bar{OZ}}}{F_y}$$

$$z_{rp} = \frac{h \times F_z - M_{\bar{OX}}}{F_y}$$

La démarche est identique pour le calcul des coordonnées du centre de pression de l'assise et du dossier. Ces calculs sont intégrés dans le programme de traitement.

3.3.2.2.3 Fonctionnement du programme de traitement

Comme présenté sur le diagramme traitement de données, à la fin d'une acquisition, nous pouvons obtenir un ensemble d'informations pour chaque zone instrumentée. Les équations présentées précédemment permettent l'obtention des grandeurs physiques qui nous intéressent. D'autres sous-programmes complètent ces informations.

Sous programme déplacement du fauteuil :

Il permet de détecter si le fauteuil avance ou recule en réalisant une comparaison entre la valeur lue (notée X1) et la valeur précédente (notée X2) est réalisée. Un problème se pose lors des passages de 0V à 10V ou de 10V à 0V. Ces passages ont lieu lorsque le codeur a effectué un tour. Le changement brusque d'état est interprété comme un recul ou une avance du fauteuil, alors que ce n'est pas le cas. C'est pour cela qu'il est nécessaire de réaliser un test par rapport à deux seuils. Ce test permet de détecter la position des points X1 et X2 sur la courbe.

Il y a quatre situations possibles pour le sens du fauteuil :

- 1^{er} cas : Le fauteuil avance
- 2^{ème} cas : Le fauteuil avance mais il est détecté comme s'il reculait
- 3^{ème} cas : Le fauteuil recule
- 4^{ème} cas : Le fauteuil recule mais il est détecté comme s'il avançait

Ci-dessous, l'organigramme correspondant :

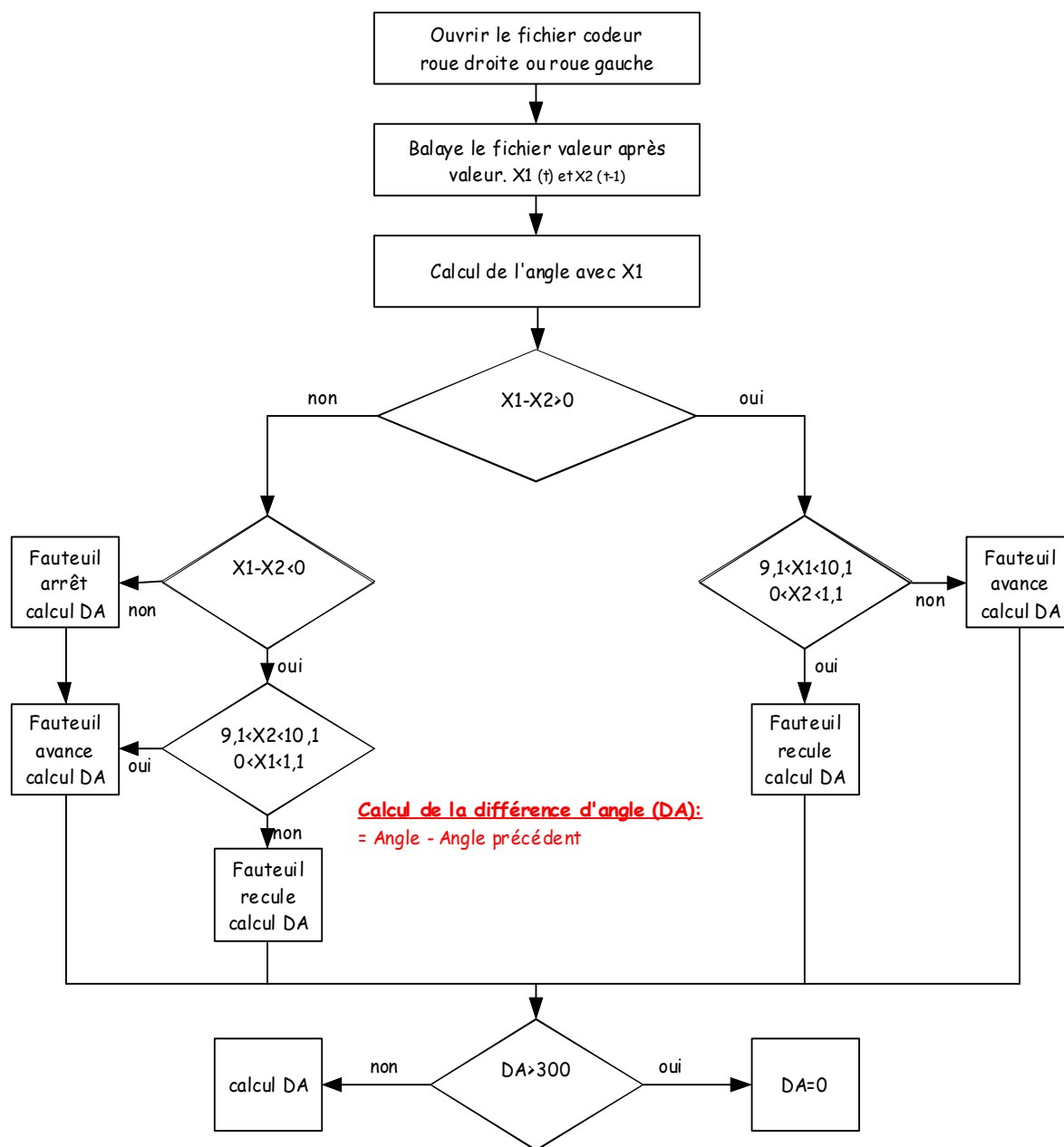


Figure 80 : Organigramme du sous-programme déplacement

Sous programme fichier de la main-courante :

Ce fichier contient tous les appuis sur la main courante durant une acquisition. S'il n'y a pas d'appui sur la main courante, la valeur sera proche de 0V. Dans le cas d'un appui, la tension sera comprise entre 0V et 10V. Cette tension dépendra de l'endroit où l'appui est effectué.

Ce fichier permet de :

- Calculer l'arc et l'angle de la main courante.
- Déterminer le début et la longueur d'un appui
- Déterminer le temps d'un appui
- Déterminer le temps du relâchement.

Le schéma ci-dessous présente le principe de détection du début et de la longueur de l'appui sur la main courante.

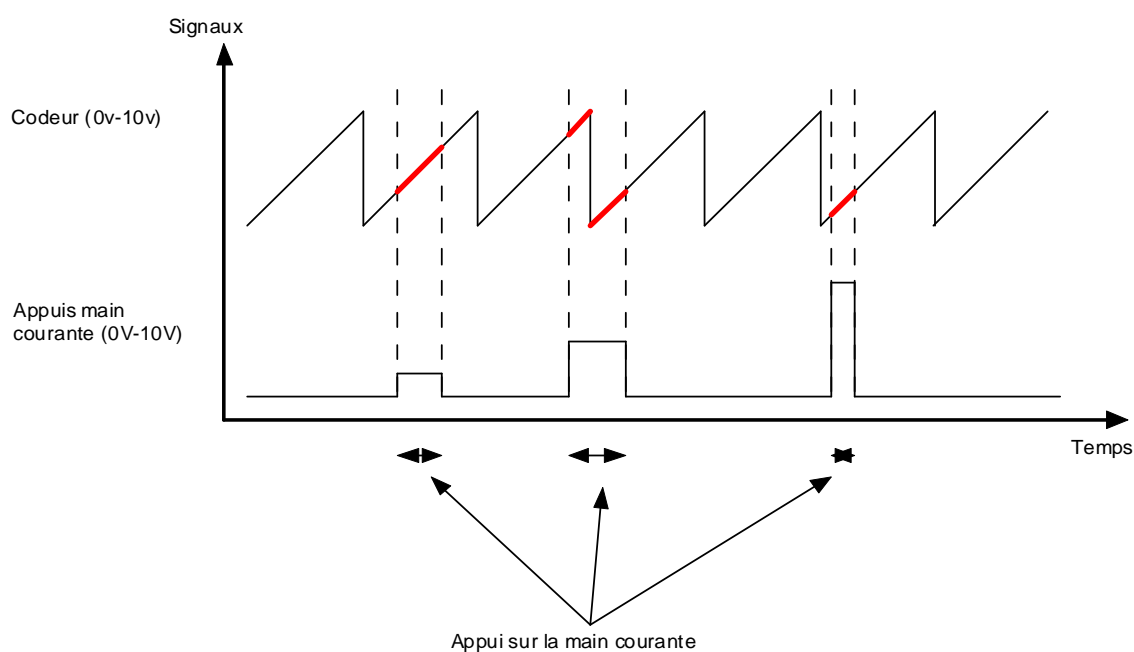


Figure 81 : Schéma de détermination des débuts et des longueurs des appuis

Lorsque tout le fichier du capteur de la main courante a été lu, les valeurs minimums du tableau « indice des appuis » sont stockées dans un tableau appelé « débuts » et les longueurs des appuis dans un tableau appelé « longueurs ».

Ci-dessous, l'organigramme correspondant :

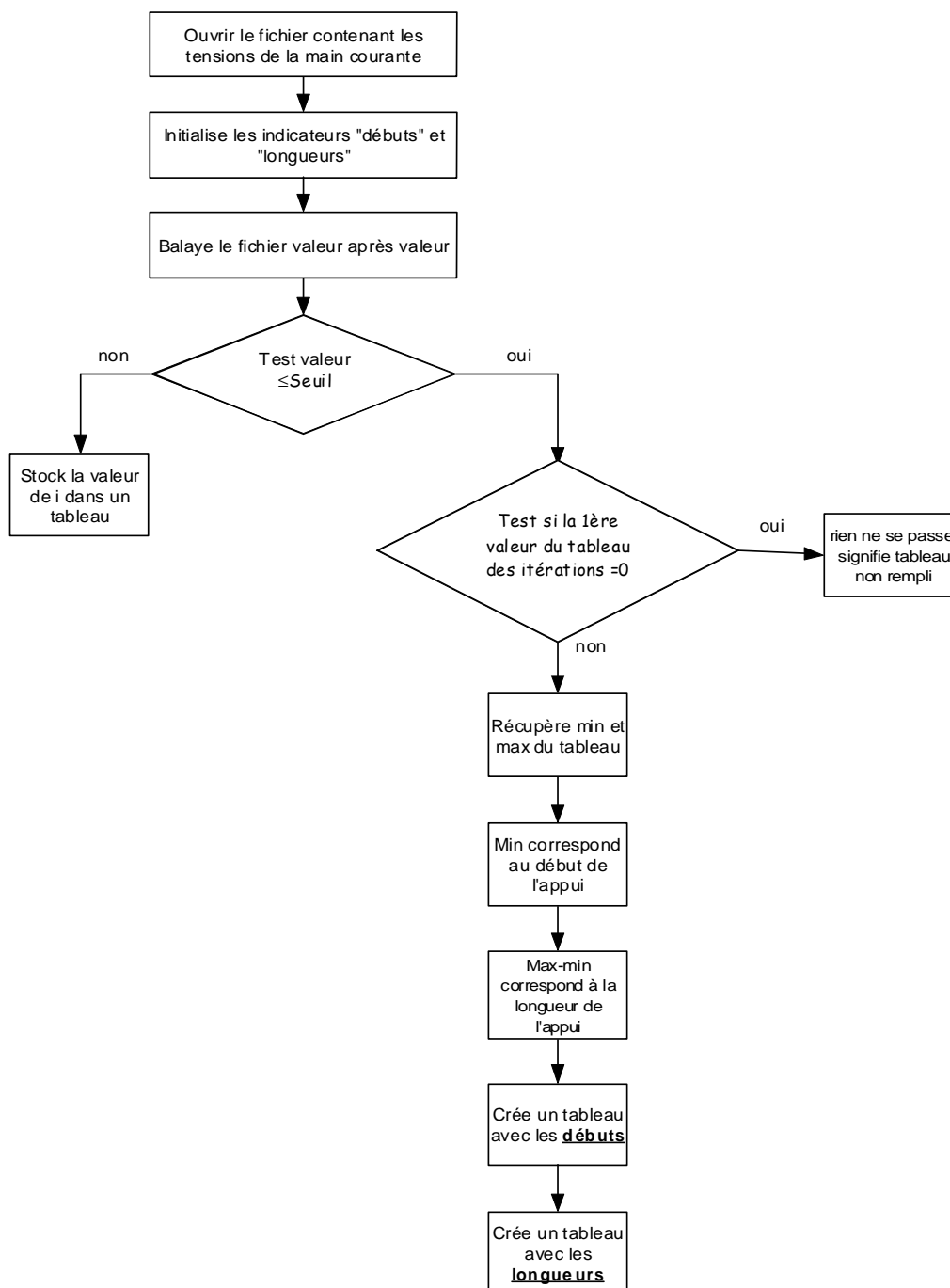


Figure 82 : Organigramme du sous-programme main-courante

Un ensemble de sous-programmes est à la disposition de l'expérimentateur. Ils permettent :

- De choisir un appui et d'en détailler les caractéristiques,
- De connaître l'angle de poussée,
- De connaître la distance parcourue sur une acquisition ou entre des appuis définis,
- De connaître les efforts exercés sur le système de soutien du corps et les centres de pression au cours du temps,
- De connaître les accélérations, inclinaison et déplacement et de les mettre en correspondance avec l'ensemble des données déjà citées.

Les programmes d'acquisition et de traitement (figures 63 et 64) des données CERAHFIT laissent toute la latitude à l'expérimentateur d'exploiter les informations qui lui semblent pertinentes. Il peut aussi revenir sur une acquisition pour d'autres post-traitements, car même les signaux qui ne seront pas exploités dans un premier temps peuvent être enregistrés. De plus, le programme est facilement modulable et modifiable afin de s'adapter à de nouveaux besoins.

3.4 Conclusion

L'objectif était de développer un outil de mesures des interactions utilisateur, fauteuil en tenant compte de l'environnement. Cet outil, à 80% de la phase de montage, doit combler les lacunes des ergomètres instrumentés incomplets. L'attention a donc été tout particulièrement axée sur la modularité de cet ergomètre et sur la possibilité de mesurer les paramètres pertinents pour caractériser les interactions utilisateur et fauteuil.

CERAHFIT dispose donc d'un châssis comportant de nombreux réglages indépendants les uns des autres. Ce châssis est complété par une instrumentation permettant de quantifier des paramètres cinématiques et dynamiques. Un programme d'acquisition et de traitement de ces données permet d'associer les valeurs des différents capteurs et de valider leur justesse.

Les paramètres d'entrée sont :

- Les caractéristiques personnelles des patients (capacités fonctionnelles, morphologie, type de déficience) ;
- Les réglages de son fauteuil ;
- Les conditions environnementales de l'acquisition (pente, obstacle, dévers...).

Le poids final de CERAHFIT sera légèrement inférieur à 30kg, soit 5kg de plus que la limite fixée. Les premières acquisitions permettront, en fonction du protocole, de définir la nécessité de l'ensemble de l'instrumentation ou simplement d'une partie, et alors d'alléger le fauteuil. Ces acquisitions permettront la création d'une base de données en mesurant l'impact du choix du fauteuil, de ses réglages, de la pathologie du patient, de l'environnement... sur les déplacements en FRM.

Les évolutions de CERAHFIT intégreront des capteurs trois composantes au niveau des accoudoirs pour quantifier les efforts liés au transfert et une adaptation au niveau du dossier pour quantifier les efforts de poussée d'une tierce personne. Cette mesure est possible grâce au choix des capteurs qui fonctionnent en compression et en traction.

Approche globale de la quantification des interactions

Le but de ce chapitre est de synthétiser les travaux réalisés et de les imbriquer dans la problématique première : la quantification des interactions utilisateur-FRM-environnement.

En effet, l'objectif final des travaux de recherche, présenté dans ce document, est la quantification des interactions utilisateur-FRM en tenant compte de l'environnement. Pour ce faire, nous devons disposer d'outils de mesure et de simulation permettant de quantifier ces interactions dans un contexte proche du quotidien d'un utilisateur.

Nous avons choisi pour analyser ces interactions de mesurer la gestuelle des utilisateurs de FRM, de mesurer les efforts exercés sur un FRM et de modéliser le FRM et les efforts qui lui sont appliqués. Il est donc nécessaire de disposer d'outils permettant ces mesures et modélisation. Nous avons vu au travers de la bibliographie que ces outils sont souvent incomplets, c'est pourquoi nous avons développé nos propres outils, présentés dans ce document.

Ces outils sont :

- un système d'analyse cinématique
- un FRM instrumenté, CERAHFIT
- une modélisation mécanique des efforts de propulsion

Le système d'analyse cinématique permettra de mesurer les adaptations de la gestuelle des utilisateurs d'un FRM en fonction des réglages de son fauteuil et de son environnement (obstacle, dévers...). Ce système est fonctionnel et en cours d'amélioration.

CERAHFIT permettra de mesurer les torseurs d'efforts appliqués par le sujet sur le FRM, les vitesses et accélérations du FRM, ainsi que la position de la main sur la main courante. Ce fauteuil instrumenté est en cours de montage, avancé à plus de 80%.

Les modélisations mécaniques ont conduit à un paramétrage du FRM et de certains de ses réglages permettant de quantifier l'importance de la résistance au roulement et de calculer les

efforts de poussée lors de situations diverses. Ces modélisations ont été en partie validées, la suite de la validation sera permise par CERAHFIT.

Nous disposons donc de 3 outils théoriques et expérimentaux. Les outils expérimentaux permettent de constituer une base de données et de valider les outils théoriques. Ceux ci permettront de dépasser le cadre expérimental en évoluant vers des simulations numériques précises.

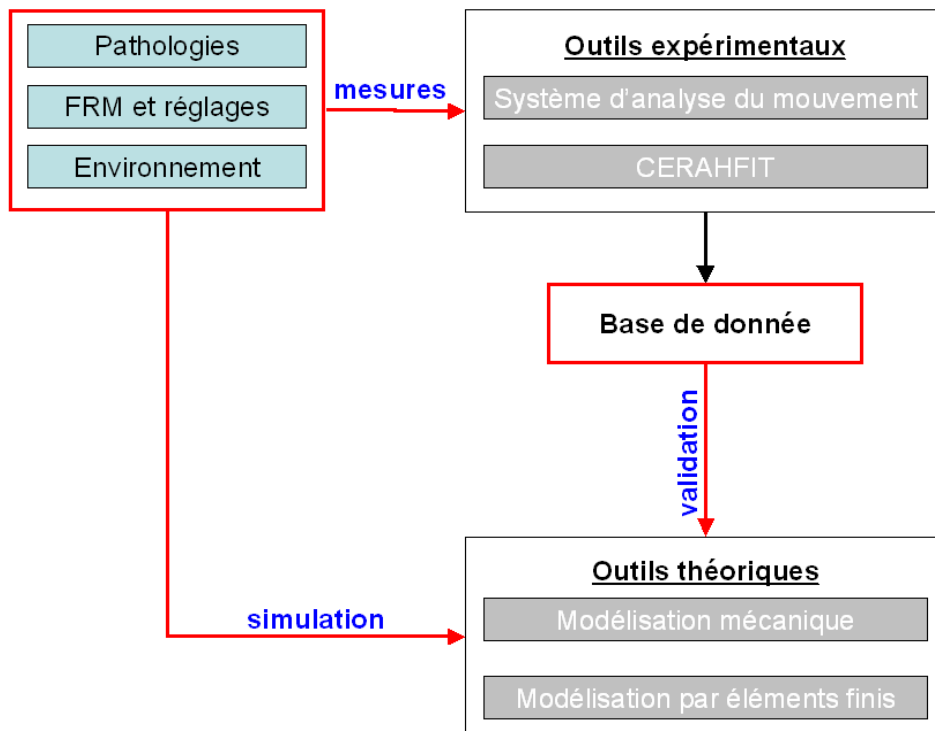


Figure 83 : schéma bilan des imbrications des outils et de la finalité, la base de donnée

Les futures utilisations de ses outils seront des campagnes d'acquisition avec patients. Les paramètres seront les pathologies, les réglages du FRM et l'environnement. Nous obtiendrons des quantifications dynamiques et cinématiques et pourrons par exemple répondre aux questions suivantes :

- quels efforts de poussées sont nécessaires pour se déplacer sur une pente ?
- quel est l'impact de l'inclinaison du dossier sur les amplitudes de l'articulation de l'épaule ?
- sur quelles zones du FRM les contraintes sont elles les plus fortes et selon quelles valeurs ?
- ...

Conclusion générale

Les travaux présentés dans ce document de thèse ont été initiés suite à trois constats : le phénomène de surpathologie lié à l'utilisation non-naturelle des membres supérieurs pour la propulsion en FRM, le décalage entre les études de laboratoire et l'environnement réel d'utilisation d'un FRM et le manque de données objectives pour caractériser les déplacements en FRM.

Pour analyser avec précision la propulsion en FRM, il est nécessaire de disposer d'outils conçus pour cet objectif et adaptés à la diversité des conditions d'utilisation d'un FRM. Notre démarche a été d'associer travaux théoriques et expérimentaux ; l'expérimental validant la théorie, et la théorie permettant de simuler des mises en situations variées. Trois axes de recherche ont été définis.

L'axe modélisation mécanique des efforts de propulsion a permis de développer des modèles mécaniques qui traduisent les efforts nécessaires pour mettre en mouvement un FRM. Ainsi passer un obstacle de 10mm demande dix fois plus d'effort qu'un déplacement sur sol lisse. Nous avons aussi montré la nécessité d'intégrer le paramètre de résistance au roulement des roues. Ce paramètre est directement dépendant du rayon de la roue. Il est presque sept fois supérieur au niveau des roues directrices.

L'axe cinématique avait pour objectif de disposer d'un système permettant l'analyse et la quantification, en extérieur, de la gestuelle d'un utilisateur de FRM. Le système développé repose sur des acquisitions vidéo standard et une reconstruction 3D post-acquisition grâce au mannequin MAN3D. La précision de ce système a été mesurée et validée. Elle est inférieure à 4mm. Nous pourrions donc mesurer les adaptations corporelles de l'utilisateur en fonction de son FRM, de ses réglages et de son environnement.

L'axe instrumentation d'un FRM a permis la conception de CERAHFIT, Fauteuil Instrumenté de Terrain. L'instrumentation présente sur cet ergomètre permet de quantifier les forces et moments au niveau des mains-courantes, des palettes repose-pied, de l'assise et du dossier. La position de la main est aussi mesurée via des capteurs de position placés sur les mains-courantes. Les déplacements du FRM sont mesurés via des codeurs tournants placés au niveau des roues motrices. Un inclinomètre deux composantes et un accéléromètre trois composantes complètent cette instrumentation. Des programmes modulables

d'acquisition et de traitement ont été conçus pour enregistrer et visualiser l'ensemble des données et d'en obtenir des informations pertinentes comme l'angle de poussée, l'évolution du centre de pression au niveau de l'assise...

Outre la finalisation du montage de CERAHFIT, la prochaine étape sera de réaliser une campagne d'acquisition avec sujets pathologiques. Les variables seront les réglages du FRM et l'environnement de déplacement. Nous pourrions donc associer les mesures du système d'analyse cinématique à celles de CERAHFIT afin d'alimenter une base de donnée. Celle-ci permettra de disposer d'arguments objectifs pour conseiller les utilisateurs de FRM en fonction de leur pathologie, de leur fauteuil et de leurs besoins. Ces arguments permettront par exemple de justifier le choix de certains réglages avec pour intérêt de diminuer le phénomène de sur-pathologie et donc d'améliorer le potentiel autonomie de l'utilisateur. La base de données permettra aussi de faire évoluer les référentiels essais des FRM pour le biais d'informations chiffrées.

Pour finaliser nos travaux théoriques, la base de données validera nos modèles mécaniques et permettra de les faire évoluer afin de disposer d'outils de simulation.

Bibliographie

- [Abdel-Aziz_YI.1971] Direct linear transformation from comparator coordinates in close range photogrammetry. . 1971.
- [Aissaoui_R.2000] Aissaoui R. ,Dansereau J., Sadeghi H., Lacoste M. Three-dimensional kinematics and kinetic ananalysis of legrest support in a manual wheelchair. *IEEE Trans Rehab Ing* (2000) **8**: 140-148.
- [Ambrosio_F.2005] Ambrosio F, Boninger ML, Souza AL, Fitzgerald SG, Koontz AM, Cooper RA.. Biomechanics and strength of manual wheelchair users. *J Spinal Cord Med* (2005) **28**: 407-414.
- [Beurier_G.2004] Beurier G, Wang X. Motion conversion between digital Human Models - a case study from Ramsis to Man3D, Digital Human Sympsium. *Society of Automotive Eng* (2004) .
- [Boninger_ML.1995] Boninger ML.. The art of Wheelchair Propulsion, 1995.
- [Boninger_ML.2002] Boninger ML., Souza AL., Cooper R., Fitzgerald SG.,Koontz A.,Fay B.. Propulsion patterns and pushrim biomechanics in manual wheelchair propulsion. *Arch Phys Med Rehabil* (2002) **85**: 818-823.
- [Brouha_L.1967] Brouha L., Krobath H.. Continuous recording of cardiac and respiratory functions in normal and handicapped people. *Human Factors* 9 (1967) : 567-572.
- [Brubaker_CE.1986] Brubaker C.E., McLaurin C.A., McClay I.S. Effects of side slope on wheelchair performance . *J.Rehabil.Res.Dev* (1986) **23**: 55-58.
- [Challis_1992] Challis , J.H., kerwin, D.G. Accuracy assessment and control point configuration when using the DLT for photogrammetry. *journal of biomechanics* (1992) **25**: 1053-1058.
- [Challis_JH.1992] Challis JH., kerwin, D.G. Accuracy assessment and control point configuration when using the DLT for photogrammetry. *Journal of biomechanics* (1992) **25**: 1053-1058.
- [Chen_L.1994] Chen L., Armstrong C.W.,Raftopoulos D.D. An investigation on the accuracy of three-dimensional space reconstruction using the direct linear transformation technique. *journal of biomechanics* (1994) **27**: 493-500.

- [Cooper_R.1990] Cooper R. Force energy optimization model for wheelchair athletics. *IEEE* (1990) **20**: 444-449.
- [Cooper_R.1997] Cooper R. Method for determining 3D wheelchair pushrim forces and moment : a technical note. *J Rehab Res Dev* (1997) **34**: 162-170.
- [Curtis_KA1995] Curtis KA, Roach KE, Applegate EB, Amar T, Benbow CS, Genecco TD, Gualano J.. Reliability and validity of the Wheelchair User's Shoulder Pain Index (WUSPI). *Paraplegia* (1995) **33**: 595-601.
- [Dabonneville_M.2005] Dabonneville M., Kauffmann P., Vaslin P.. A self - contained wireless wheelchair ergometer designed for biomechanical measures in real life conditions. *Technology and Disability* (2005) **17**: 63-76.
- [de_Groot_S.2003] de Groot S., Veeger H.E., Hollander A.P., van der Woude L.H. Short-term adaptations in co-ordination during the initial phase of learning manual wheelchair propulsion. *Journal of Electromyography and Kinesiology* (2003) : 217-228.
- [Devillard_X.2001] Devillard X, Calmels P, Sauvignet B, Belli A, Denis C, Simard C, Gautheron V. Validation of a new ergometer adapted to all types of manual wheelchair. *Eur J Appl Physio* (2001) **85**: 479-485.
- [Faupin_A.2004] Faupin A., Campillo P., Weissland T.. The effects of rear-wheel camber on the mechanical parameters produced during the wheelchair sprinting of handibasketball athletes. *Journal of Rehabilitation Research & Development*, 2004, vol. 41, n°3B, 421-428 (2004) **41**: 421-428.
- [Finley_MA.2007] Finley MA, Rodgers MM. Effect of 2-speed geared manual wheelchair propulsion on shoulder pain and function. *Arch Phys Med Rehabil* (2007) **88**: 1622-1629.
- [Fournier_A.2004] Fournier A.. Argumentaire sur les dispositifs à prendre pour assurer et préserver l'autonomie de l'utilisateur du fauteuil roulant manuel . 2004. Mémoire
- [Frank_T.G.1988] Frank T.G. and ABEL E.W.. A technique for the accurate measurement of low values of rolling resistance. *Proc Instn Mech Engrs* (1988) **202**: 251-255.
- [Gavrila_DM.1999] Gavrila DM.. The Visual Analysis of Human Movement: A Survey. *Computer Vision and Image Understanding* (1999) **73**.
- [Glaser_RM.1979] Glaser R.M., Sawka M.N., Laubach L.L.. Metabolic and cardiopulmonary responses to wheelchair and bicycle ergometry. *J.Appl.Physiol* (1979) **46**: 1066-1070.
- [Gordon_J.1989] Gordon J., J. Kauzlarich, J. Tracker. Test of two new polyurethane foam wheelchair tires. *Journal of Rehabilitation Research and Development* (1989) **26**: 33-46.

[Harth_V.2002] Harth V., Fayet M., Maiffredy L., Renou C. Modélisation du comportement pneumatique au passage d'obstacles. INSA. 2002. Thèse

[Houel_N.2002] Houel N. Intérêts et limites de l'analyse cinématiques par imagerie. Contribution à la réalisation de modèles cinématiques et dynamiques du mouvement. Sciences et Techniques des Activités Physiques et Sportives. 2002. Thèse

[Kerk_JK.1995] 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. Effect of an abdominal binder during wheelchair exercise. *Med.Sci.Sports Exerc.* (1995) **27**: 913-919.

[Khélia_I.2003] Khélia I. Etude biomécanique de la propulsion du fauteuil roulant manuel par les personnes âgées souffrant ou non de douleurs d'épaules. ENSAM. 2003. Thèse

[Kim_SJ.1997] Kim S.J., A. Savkoor. The contact problem of in-plane rolling of tires flat Road. *Vehicule System Dynamics Supplement* (1997) **27**: 189-206.

[Kirby_RL.1996] Kirby R.L., Brian D. Ashton, Stacy A. Ackroyd-Stolarz, Donald A. Macleod. Adding loads to occupied wheelchair: Effect on static rear and forward stability. *Arch Phys Med Rehabil* (1996) **77**: 183-189.

[Koontz_AM.2005] Koontz AM., R A. Cooper, M L. Boninger. A kinetic analysis of manual wheelchair propulsion during strat-up on select indoor and outdoor surfaces. *Journal of Rehabilitation Research and development* (2005) **42**.

[Masse_LC.1992] MASSE LC.. Biomechanical analysis of wheelchair propulsion for various seating positions. *J. Rehabilitation Research and Development* (1992) **29**: 12-28.

[Maurer_CL.2004] Maurer CL., Sprigle S.. Effect of seat inclination on seated pressures of individuals with spinal cord injury. *Phys Ther* (2004) **84**: 255-261.

[McLaurin_C.1991] McLaurin C., C. Bribaker. Biomechanics and wheelchair. *Prosthetics and Orthotics* (1991) **15**: 24-37.

[Middleton_JW.2006] Middleton JW., LA Harvey. Five additional mobility and locomotor items to improve responsiveness of the FIM in wheelchair-dependent individuals with spinal cord injury. *Spinal cord* (2006) **44**: 495-504.

[Monti_MM.1985] Monti MM. , Gauvry. Modélisation d'un fauteuil roulant. (1985). Mémoire

[Ragan_R.2002] Ragan R., Kernozek TW, Bidar M, Matheson JW. Seat-interface pressures on various thicknesses of foam wheelchair cushions: a finite modeling approach. *Arch Phys Med Rehabil* (2002) **83**: 872-877.

- [Reiser_R.2003] Reiser R., J. Watt, M. Péttersson. Cycling on rollers : influence of tyre pressure and cross section on power requirements. *Sports Biomechanic* (2003) **2**: 237-249.
- [Richter_WM.2007] Richter W. M., Rodriguez R., Woods K. R.. Consequences of a cross slope on wheelchair handrim biomechanics. *Ann. Readapt. Med. Phys.* (2007) **88**: 76-80.
- [Robert_T.2006] Robert T. Analyse biomécanique de l'équilibre debout suite à une accélération transitoire de la surface d'appui. INSA. 2006. Thèse
- [Rozendaal_LA.2003] Rozendaal L.A., Veeger H.E., van der Woude L.H. . The push force pattern in manual wheelchair propulsion as a balance between cost and effect. *J.Biomech* (2003) **26**: 239-247.
- [Ryschon_T.1993] Ryschon T., J. Stray-Gundersen. The effect of tyre pressure on the economy of cycling. *Ergonomics* (1993) **36**: 661-666.
- [S-J._Kim1997] S-J. Kim, A. Savkoor. The contact problem of in-plane rolling of tires flat Road. *Vehicule System Dynamics Supplement* (1997) **27**: 189-206.
- [Samuelsson_KA.1989] Samuelsson KA,Larsson H.,Tropp . A wheelchair ergometer with a device for isokinetic torque measurement. *Scand J Reahbil Med* (1989) **21**: 205-208.
- [Samuelsson_KA.2004] Samuelsson KA, Tropp H, Nylander E, Gerdle B. The effect of rear-wheel position on seating ergonomics and mobility efficiency in wheelchair users with spinal cord injuries: a pilot study. *J Rehabil Res Dev.* (2004) **41**: 65-74.
- [Sanderson_DJ.1985] Sanderson DJ. Kinematic features of wheelchair propulsion. *J Biomech* (1985) **18**: 423-429.
- [Sawatzki_B.2004] Sawatzki J. , W. Kim, I, Denison. The ergonomics of different tyres and tyre pressure during wheelchair propulsion. *Ergonomics* (2004) **47**: 1475-1483.
- [Schuring_D.J.1983] Schuring D.J.. Rubber Chemistry and Technology : The rolling loss of pneumatic tires. The Firestone Tire and Rubber Company. , 1983.
- [Section_R.2003] Section R. , J. Watt, M. Peterson. Cycling on Rollers : influence of tyre pressure and cross section on power requirement. *Sport Biomechanics* (2003) **2**: 237-249.
- [Seitz_N.1971] Seitz N., A. Hussmann. Forces and displacement in contact area of free rolling tires. *SAE Transaction* (1971) **80**: 2323-2329.
- [Shaw_G.1991] SHAW G. Wheelchair seat comfort for the institutionalized elderly. *Assistive technology* (1991) **3**: 11-23.

- [Shimada_SD.1998] Shimada SD, Robertson RN, Boninger ML. Kinematic characterization of wheelchair propulsion. *J Rehabil Res Dev* (1998) **35**: 210-218.
- [Sprigle_S.2003] Sprigle S, Wootten M, Sawacha Z, Thielman G.. Relationships among cushion type, backrest height, seated posture, and reach of wheelchair users with spinal cord injury. *J Spinal Cord Med* (2003) **26**: 236-243.
- [Vanderthommen_M.2002] Vanderthommen M., Francaux M., Colinet C., Lehance C., Lhermerout C., Crielaard, J.M. Theisen, D. A multistage field test of wheelchair users for evaluation of fitness and prediction of peak oxygen consumption. *J.Rehabil.Res.Dev* (2002) **39**: 685-692.
- [Vanlandewijck_Y.1999] Vanlandewijck Y., Y.C., Daly, D.J. & Theisen, D.M.. Field test evaluation of aerobic anaerobic, and wheelchair basketball skill performances. *Int.J.Sports Med* (1999) **20**: 548-554.
- [Vanlandewijck_Y.2001] Vanlandewijck Y., D. Theisen, D. Daly. Wheelchair propulsion biomechanics, implication for wheelchair sport. *Sport Medecine* (2001) **31**: 339-367.
- [van_der_Woude_LH.1986] van der Woude L.H., de Groot G., Hollander A.P., Ingen Schenau G.J. & Rozendal R.H. Wheelchair ergonomics and physiological testing of prototypes. *Ergonomics* (1986) **29**: 1561-1573.
- [van_der_Woude_LH.1989] van der Woude LH, Veeger DJ, Rozendal RH, Sargeant TJ. *J Rehabil Res Dev*. 1989 Fall;26(4):31-50. Seat height in handrim wheelchair propulsion. *J Rehabil Res Dev* (1989) **26**: 31-50.
- [van_der_Woude2003] van der Woude. Measurement of wheelchair rolling resistance with a handle bar push technique. *J Med Eng Techno* (2003) **27**: 249-258.
- [Vaslin_P.2000] Vaslin P., Dabonneville M. & de Saint Remy N. . Determination of mechanical work with a wireless self-contained wheelchair ergometer. *XXème Congrès de la Société Française de Biomécanique* (2000) .
- [VeegerH_EJ.1998] VeegerH EJ., Meershoek. Wrist motion in handrim wheelchair propulsion. *J Rehabil Res Dev* (1998) **25**: 305-313.
- [Verriest_J-P.1998] Verriest J-P. Simulation of human movement for ergonomic design on numerical mock-up. *Transportation Recserach Record* (1998) **527**: 8-12.
- [Verriest_J-P.2003] Verriest J-P.. MAN3D : un mannequin numérique pour la simulation ergonomique. *Humanoïdes* (2003).

[Watanabe_K.1991] Watanabe K. , Cooper R.A., Ster J. F.. SMARTwheels : a device for studying wheelchair propulsion dynamics. *Rehab. Eng* (1991) **13**: 1817-1818.

[Wolfe_G.1997] Wolfe G., R. Waters, H. Hislop. Influence of floor surface on the energy cost of wheelchair propulsion. *Physical Therapy* (1997) **57**: 1022-1027.

[Wolfe_G.2005] Wolfe G. , R. Waters, H. Hislop. Vibration exposure of individuals using wheelchairs over sidewalk surfaces. *Disability and Rehabilitation* (2005) **27**: 1443-1449.

[Yam_L.H.2002] Yam L.H., GUAN D.H and all. Study on tyre rolling resistance using experimental modal analysis. *Int. J. of Vehicle Design* (2002) **30**: 251-262.

[Yang_YS.2006] Yang YS, Koontz AM, Triolo RJ, Mercer JL, Boninger ML. Surface electromyography activity of trunk muscles during wheelchair propulsion. *Clin Biomech* (2006) **21**: 1032-1041.

[Zhang_X.2002] Zhang X., R Ganesan, S Rakheja. Nonlinear finite element modelling and incremental analysis of a truck tyre. *International Journal of Vehicle Design* (2002) **9**: 253-279.

Annexes

ANNEXES CHAPITRE 1

1.1. Détermination de la décélération lors d'un test de poussée

On cherche la valeur de la décélération due à la résistance au roulement.

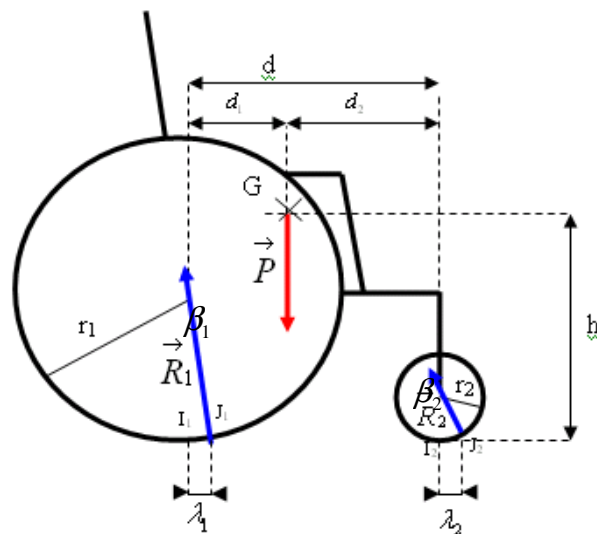


Figure 84 : Efforts externes exercés sur un FRM

Les efforts externes à ce système sont :

- \vec{P} , le poids du FRM et le poids additionnel de l'utilisateur,
- \vec{R}_1 , résultante des forces exercées par le sol sur la roue arrière,
- \vec{R}_2 , résultante des forces exercées par le sol sur la roue avant,
- β_1 , angle formé par \vec{R}_1 et la normale.
- β_2 , angle formé par \vec{R}_2 et la normale.

Les hypothèses utilisées sont :

- Les pièces sont supposées indéformables,
- Les frottements au palier et les inerties sont négligés,
- Il y a roulement sans glissement entre le pneu et le sol,

- Le mouvement du châssis du FRM par rapport au sol est un mouvement de translation rectiligne.

Comme β_1 et β_2 sont très faibles :

$$\sin \beta_1 \approx \tan \beta_1 = \frac{\lambda_1}{r_1}, \sin \beta_2 \approx \tan \beta_2 = \frac{\lambda_2}{r_2} \text{ et } \cos \beta_1 \approx \cos \beta_2 \approx 1.$$

A partir des lois de la dynamique appliquées au FRM, nous avons :

$$(I) : \vec{R}_1 + \vec{R}_2 + \vec{P} = m \vec{\gamma}_G, \text{ avec } m = \text{masse du FRM lesté.}$$

$$(II) : M_{/I_1}(\vec{R}_1) + M_{/I_1}(\vec{R}_2) + M_{/I_1}(\vec{P}) = I_1 \vec{G} \wedge m \vec{\gamma}_G$$

$$(I) \text{ donne : } -R_1 \frac{\lambda_1}{r_1} - R_2 \frac{\lambda_2}{r_2} = m \gamma_G \quad (III)$$

$$R_1 + R_2 - P = 0$$

$$(II) \text{ donne : } R_2 d - P d_1 = -m \gamma_G \times h \text{ soit } R_2 = \frac{-m \gamma_G \times h}{d} + \frac{P d_1}{d}$$

$$-R_1 d + P d_2 = -m \gamma_G \times h \text{ soit } R_1 = \frac{-m \gamma_G \times h}{d} + \frac{P d_2}{d}$$

En intégrant R_1 et R_2 dans (III), nous obtenons :

$$-P \frac{d_2}{d} \frac{\lambda_1}{r_1} - P \frac{d_1}{d} \frac{\lambda_2}{r_2} - m \frac{h}{d} \gamma_G \left(\frac{\lambda_1}{r_1} - \frac{\lambda_2}{r_2} \right) = m \gamma_G$$

$$-m g \left(\frac{d_2}{d} \frac{\lambda_1}{r_1} + \frac{d_1}{d} \frac{\lambda_2}{r_2} \right) = m \gamma_G \left(1 + \frac{h}{d} \left(\frac{\lambda_1 r_2 - \lambda_2 r_1}{r_1 r_2} \right) \right)$$

$$\text{D'où : } \gamma_G = -g \left[\frac{m \left(\frac{\lambda_2 d_1}{r_2 d} + \frac{\lambda_1 d_2}{r_1 d} \right)}{m + \frac{I_1}{r_1^2} + \frac{I_2}{r_2^2}} \right]$$

1.2. Etude dynamique de la traction châssis

On cherche à développer un modèle mécanique traduisant la force de traction nécessaire pour mettre en mouvement un FRM.

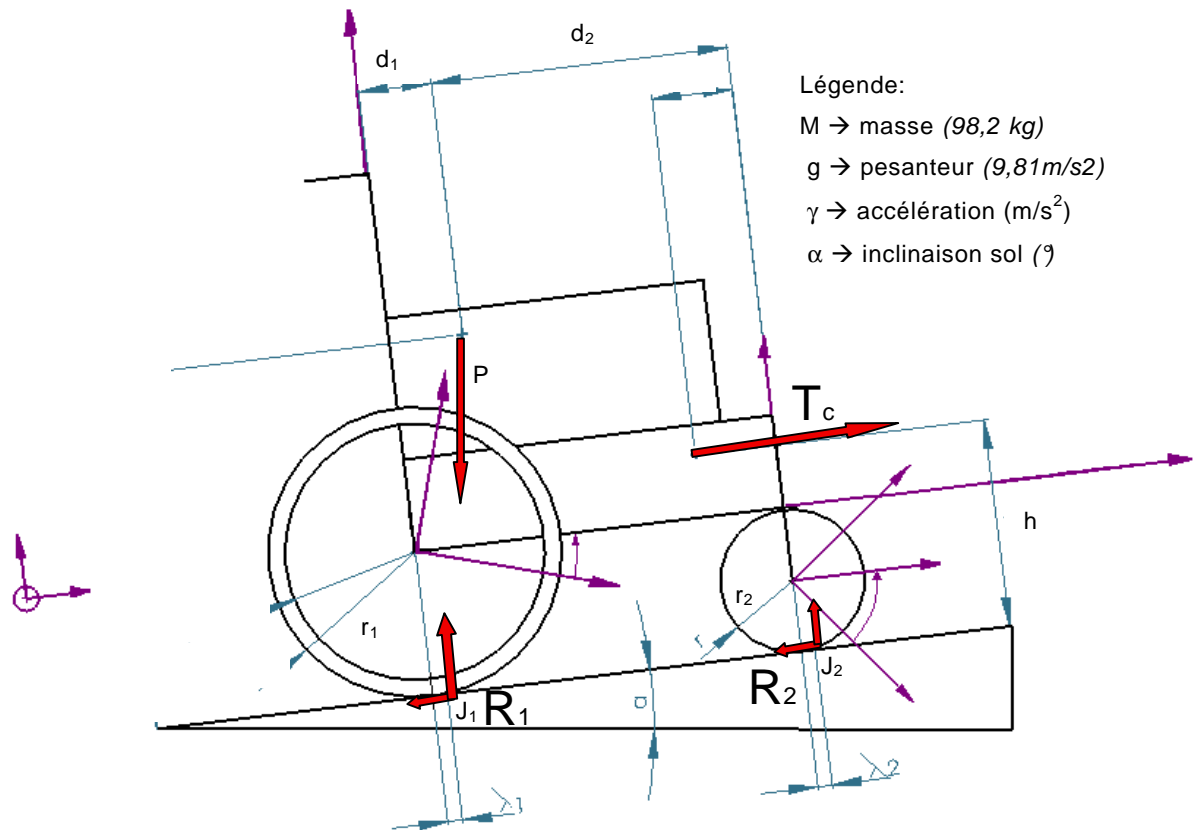


Figure 85 : Efforts externes exercés sur le système FRM-mannequin

Remarque : Les roues arrière ne sont pas motrices dans ce cas, donc les forces T_1 et T_2 , composantes tangentielles des réactions des efforts exercés par le sol sur les roues, s'opposent au mouvement du fauteuil.

Ce système « FRM et utilisateur » est soumis à :

- P : poids du système exercé au centre de gravité,
- R_1 : résultante des efforts exercés par le sol sur la roue arrière, appliqués en J_1 , et de composantes T_1 et N_1 ,
- R_2 : résultante des efforts exercés par le sol sur la roue arrière appliqués en J_2 et de composantes T_2 et N_2 ,
- Tc : force de traction châssis.

Pour aborder cette analyse mécanique, nous avons utilisé les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le sujet est immobile par rapport au FRM,
- Les pièces sont supposées indéformables,
- Le frottement des pièces en mouvement est négligé,
- Les masses et l'inertie des roues motrices et directrices sont négligées,
- Il y a roulement sans glissement entre le pneu et le sol.

Les repères utilisés sont les suivants :

- Repère $R_0(0, \vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ repère galiléen,
- Repère $R_1(G_2, \vec{i}_1, \vec{j}_1, \vec{k}_1)$ repère lié au châssis,
- Repère $R_2(G_2, \vec{i}_2, \vec{j}_2, \vec{k}_2)$ repère lié à la roue motrice,
- Repère $R_3(G_3, \vec{i}_3, \vec{j}_3, \vec{k}_3)$ repère lié à la roue directrice.

Théorème de la dynamique appliqué au solide 1 (*châssis*) avec $\gamma = x''$

Le solide 2 est constitué par les roues motrices et le solide 3 les roues directrices.

Calcul du torseur dynamique appliqué au solide 1

$$\left\{ \vec{D}(S_1/R_0) \right\}_G = \left\{ \begin{array}{l} m_1 \vec{\Gamma}(S_1/R_0) \\ \vec{\delta}(G, S_1/R_0) \end{array} \right\}_G = \left\{ \begin{array}{l} m_1 x'' \vec{i} \\ 0 \end{array} \right\}_G$$

$$\left\{ \vec{D}(S_1/R_0) \right\}_{G_2} = \left\{ \begin{array}{l} m_1 \vec{\Gamma}(S_1/R_0) \\ \vec{\delta}(G_2, S_1/R_0) \end{array} \right\}_{G_2} = \left\{ \begin{array}{l} m_1 x'' \vec{i} \\ m_1 (-x'' h + x'' r_1) \vec{k} \end{array} \right\}_{G_2}$$

Bilan au point G_2

$$\left\{ \vec{P} \right\}_G = \left\{ \begin{array}{l|l} -m_1 g \sin \alpha & 0 \\ -m_1 g \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_G \longrightarrow \left\{ \vec{P} \right\}_{G_2} = \left\{ \begin{array}{l|l} -m_1 g \sin \alpha & 0 \\ -m_1 g \cos \alpha & 0 \\ 0 & -m_1 g \sin \alpha (r_1 - h) - m_1 g \cos \alpha L_1 \end{array} \right\}_{G_2}$$

$$\{\vec{T}_c\}_C = \left\{ \begin{array}{c|c} T_C & 0 \\ \hline 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_C \longrightarrow \{\vec{T}_c\}_{G_2} = \left\{ \begin{array}{c|c} T_C & 0 \\ \hline 0 & 0 \\ 0 & T_C \cdot r_1 - T_C \cdot h_2 \end{array} \right\}_{G_2}$$

$$\{\vec{T}_{2 \rightarrow 1}\}_{G_2} = \left\{ \begin{array}{c|c} X_{2 \rightarrow 1} & 0 \\ \hline Y_{2 \rightarrow 1} & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{G_2}$$

$$\{\vec{T}_{3 \rightarrow 1}\}_{G_3} = \left\{ \begin{array}{c|c} X_{3 \rightarrow 1} & 0 \\ \hline Y_{3 \rightarrow 1} & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{G_3} \longrightarrow \{\vec{T}_{3 \rightarrow 1}\}_{G_2} = \left\{ \begin{array}{c|c} X_{3 \rightarrow 1} & 0 \\ \hline Y_{3 \rightarrow 1} & 0 \\ 0 & X_{3 \rightarrow 1}(r_1 - r_2) - Y_{3 \rightarrow 1}(-d_2 - d_1) \end{array} \right\}_{G_2}$$

Principe fondamental de la dynamique (PFD) appliqué au solide 1 en G_2

Remarque: dans un premier temps on négligera les effets dynamiques des roues motrices et des roues directrices. C'est à dire que $m_2 = m_3 = 0$

PFD appliqué au solide 1

Somme des résultantes est nulle.

$$-mg \sin \alpha + T_C + X_{2 \rightarrow 1} + X_{3 \rightarrow 1} = m_1 \ddot{x} \quad (1)$$

$$-mg \cos \alpha + 0 + Y_{2 \rightarrow 1} + Y_{3 \rightarrow 1} = 0 \quad (2)$$

Somme des moments en G_2 est nulle.

$$-m_1 g \sin \alpha \times r_1 - m_1 g \sin \alpha \times h - m_1 g \cos \alpha \times d_1 + T_C \times r_1 - T_C \times h_2 + X_{3 \rightarrow 1}(r_1 - r_2) - Y_{3 \rightarrow 1}(-d_2 - d_1) = m_1(-\ddot{x})$$

Théorème de la dynamique appliqué au solide 2 (*roue motrice*)

Bilan au point G_2

$$\{\vec{T}_{1 \rightarrow 2}\}_{G_2} = -\{\vec{T}_{2 \rightarrow 1}\}_{G_2} = \left\{ \begin{array}{c|c} -X_{2 \rightarrow 1} & 0 \\ \hline -Y_{2 \rightarrow 1} & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{G_2}$$

$$\{\vec{R}_1\}_A = \left\{ \begin{array}{c|c} -R_{x1} & 0 \\ \hline R_{y1} & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_A \longrightarrow \{\vec{R}_1\}_{G_2} = \left\{ \begin{array}{c|c} -R_{x1} & 0 \\ \hline R_{y1} & 0 \\ 0 & -R_{x1} \times r_1 + R_{y1} \times \lambda_1 \end{array} \right\}_{G_2}$$

$$-R_{x1} - X_{2 \rightarrow 1} = 0 \Rightarrow X_{2 \rightarrow 1} = -R_{x1}$$

$$R_{y1} - Y_{2 \rightarrow 1} = 0 \Rightarrow Y_{2 \rightarrow 1} = R_{y1}$$

$$0 - R_{x1} \times r_1 + R_{y1} \times \lambda_1 = 0 \Rightarrow R_{x1} = \frac{R_{y1} \times \lambda_1}{r_1}$$

Théorème de la dynamique appliqué au solide 3 (*roue directrice*)

Bilan au point G_2

$$\{\vec{T}_{1 \rightarrow 3}\}_{G_3} = -\{\vec{T}_{3 \rightarrow 1}\}_{G_3} = \left\{ \begin{array}{l|l} -X_{3 \rightarrow 1} & 0 \\ -Y_{3 \rightarrow 1} & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{G_3}$$

$$\{\vec{R}_2\}_B = \left\{ \begin{array}{l|l} -R_{x2} & 0 \\ R_{y2} & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_B \quad \{\vec{R}_2\}_{G_3} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l|l} -R_{x2} & 0 \\ R_{y2} & 0 \\ 0 & -R_{x2} \times r + R_{y2} \times \lambda_2 \end{array} \right\}_{G_3}$$

$$-R_{x2} - X_{3 \rightarrow 1} = 0 \Rightarrow X_{3 \rightarrow 1} = -R_{x2}$$

$$R_{y2} - Y_{3 \rightarrow 1} = 0 \Rightarrow Y_{3 \rightarrow 1} = R_{y2}$$

$$0 - R_{x2} \times r + R_{y2} \times \lambda_2 = 0 \Rightarrow R_{x2} = \frac{R_{y2} \times \lambda_2}{r_2}$$

Equation 1

$$-m_1 g \sin \alpha + T_C + X_{2 \rightarrow 1} + X_{3 \rightarrow 1} = m_1 x''$$

$$-m_1 g \sin \alpha + T_C - R_{x1} - R_{x2} = m_1 x''$$

$$T_C = m_1 x'' + m_1 g \sin \alpha + R_{x1} + R_{x2}$$

$$T_C = m_1 x'' + m_1 g \sin \alpha + \frac{R_{y1} \times \lambda_1}{r_1} + \frac{R_{y2} \times \lambda_2}{r_2} \quad \text{avec } R_{y1} = \frac{m_1 g (\cos \alpha \times d_2 + \sin \alpha \times h)}{d_1 + d_2}$$

$$R_{y2} = \frac{m_1 g (\cos \alpha \times d_1 - \sin \alpha \times h)}{d_1 + d_2}$$

$$T_C = m_1 x'' + m_1 g \sin \alpha + \frac{\lambda_1}{r_1} \times \frac{m_1 g (\cos \alpha \times d_2 + \sin \alpha \times h)}{d_1 + d_2} + \frac{\lambda_2}{r_2} \times \frac{m_1 g (\cos \alpha \times d_1 - \sin \alpha \times h)}{d_1 + d_2}$$

$$T_C = m_1 \left(x'' + g \sin \alpha + \frac{\lambda_1}{r_1} \times \frac{g (\cos \alpha \times d_2 + \sin \alpha \times h)}{d_1 + d_2} + \frac{\lambda_2}{r_2} \times \frac{g (\cos \alpha \times d_1 - \sin \alpha \times h)}{d_1 + d_2} \right)$$

1.2. Etude dynamique de la force de poussée

On cherche à développer un modèle mécanique traduisant la force de poussée nécessaire pour mettre en mouvement un FRM.

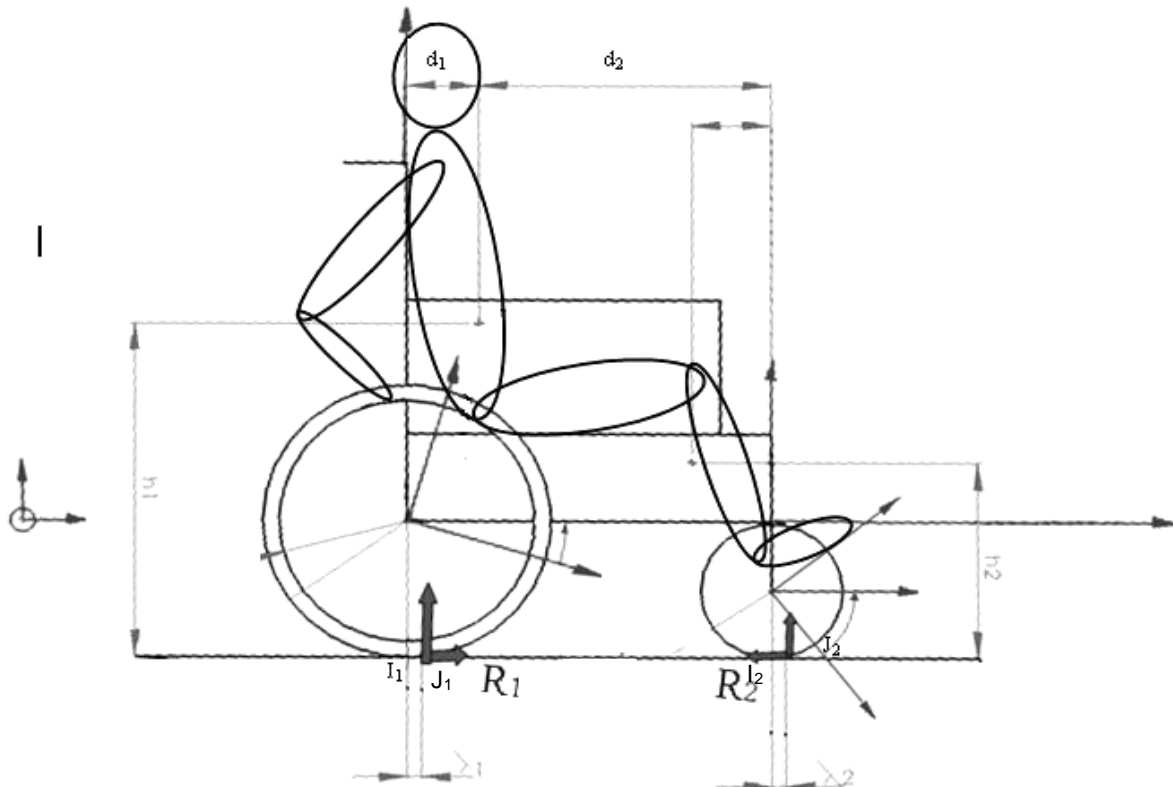


Figure 86 : Efforts externes exercés sur le système FRM-utilisateur

Ce système 'FRM et utilisateur' est soumis à :

- \mathbf{P} : poids du système exercé au centre de gravité,
- \mathbf{R}_1 : résultante des efforts exercés par le sol sur la roue arrière appliqués en J_1 et de composantes T_1 et N_1 ,
- \mathbf{R}_2 : résultante des efforts exercés par le sol sur la roue avant appliqué en J_2 et de composantes T_2 et N_2 .

Si on isole la roue arrière, on obtient :

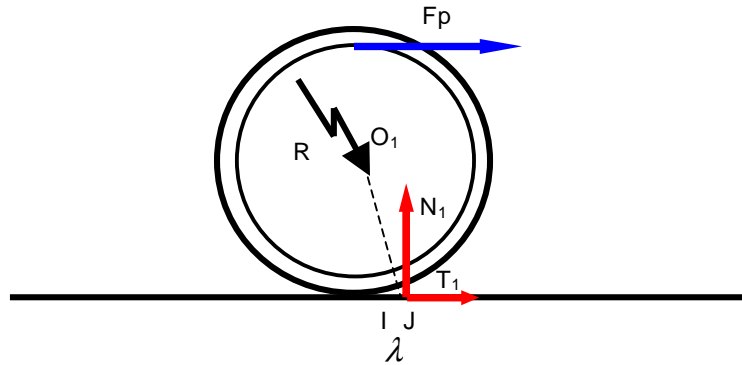


Figure 87 : Roue motrice isolée

Ce système est soumis à :

- \mathbf{R} : efforts exercés par le châssis du FRM sur l'axe de la roue,
- \mathbf{R}_1 : efforts exercés par le sol sur la roue, point d'application J, de composantes T_1 et N_1 ,
- F_p : effort tangentiel de force de poussée exercée par l'utilisateur (l'effort latéral et le couple sont négligés).

Pour aborder cette analyse mécanique, nous avons utilisé les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le sujet est immobile par rapport au FRM,
- Les pièces sont supposées indéformables,
- Le frottement des pièces en mouvement est négligé,
- Les masses et l'inertie des roues motrices et directrices sont négligées,
- Il y a roulement sans glissement entre le pneu et le sol.

Cette partie suit les mêmes démarches que l'étude dynamique de la traction châssis présentée ci-dessus.

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{\mathbf{D}}(S_1/R_0) \\ \bar{\delta}(G, S_1/R_0) \end{array} \right\}_G = \left\{ \begin{array}{l} m_1 \bar{\Gamma}(S_1/R_0) \\ 0 \end{array} \right\}_G = \left\{ \begin{array}{l} m_1 x^{\bullet\bullet} \bar{\mathbf{i}} \\ 0 \end{array} \right\}_G$$

$$\left\{ \bar{\mathbf{D}}(S_1/R_0) \right\}_{G_2} = \left\{ \begin{array}{l} m_1 \bar{\Gamma}(S_1/R_0) \\ \bar{\delta}(G_2, S_1/R_0) \end{array} \right\}_{G_2} = \left\{ \begin{array}{l} m_1 x^{\bullet\bullet} \bar{\mathbf{i}} \\ m_1 (-x^{\bullet\bullet} h + x^{\bullet\bullet} R) \bar{\mathbf{k}} \end{array} \right\}_{G_2}$$

$$\{\bar{P}\}_G = \left\{ \begin{array}{l|l} -mg \sin \alpha & 0 \\ -mg \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_G \longrightarrow \{\bar{P}\}_{G2} = \left\{ \begin{array}{l|l} -mg \sin \alpha & 0 \\ -mg \cos \alpha & 0 \\ 0 & -mg \sin \alpha (R-h) - mg \cos \alpha L_1 \end{array} \right\}_{G2}$$

$$\{\bar{T}_{2 \rightarrow 1}\}_{G2} = \left\{ \begin{array}{l|l} X_{2 \rightarrow 1} & 0 \\ Y_{2 \rightarrow 1} & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{G2}$$

$$\{\bar{T}_{3 \rightarrow 1}\}_{G3} = \left\{ \begin{array}{l|l} X_{3 \rightarrow 1} & 0 \\ Y_{3 \rightarrow 1} & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{G3} \longrightarrow \{\bar{T}_{3 \rightarrow 1}\}_{G2} = \left\{ \begin{array}{l|l} X_{3 \rightarrow 1} & 0 \\ Y_{3 \rightarrow 1} & 0 \\ 0 & X_{3 \rightarrow 1}(R-r) - Y_{3 \rightarrow 1}(-l_2 - l_1) \end{array} \right\}_{G2}$$

$$\{\bar{F}_P\}_C = \left\{ \begin{array}{l|l} Fp & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_C \longrightarrow \{\bar{F}_P\}_{G2} = \left\{ \begin{array}{l|l} Fp & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -Fp.R_{mc} \end{array} \right\}_{G2}$$

Après développement, nous obtenons :

$$F_p = m \frac{r_1}{r_{mc}} \left[\gamma \cdot \frac{(d_1 + d_2 + \lambda_2)r_1 r_2 + h(\lambda_1 r_2 - \lambda_2 r_1)}{(d - \lambda_1 + \lambda_2)r_1 r_2} + \frac{(d_1 + \lambda_1)(\lambda_2 r_1) + (d_2 + \lambda_2 - 2\lambda)(\lambda_1 r_2)}{(d - \lambda_1 + \lambda_2)r_1 r_2} \cdot g \right]$$

1.4. Etude du passage d'obstacle en FRM par traction châssis

On cherche à développer un modèle mécanique traduisant la force de poussée nécessaire pour mettre en mouvement un FRM lors d'un passage d'obstacle.

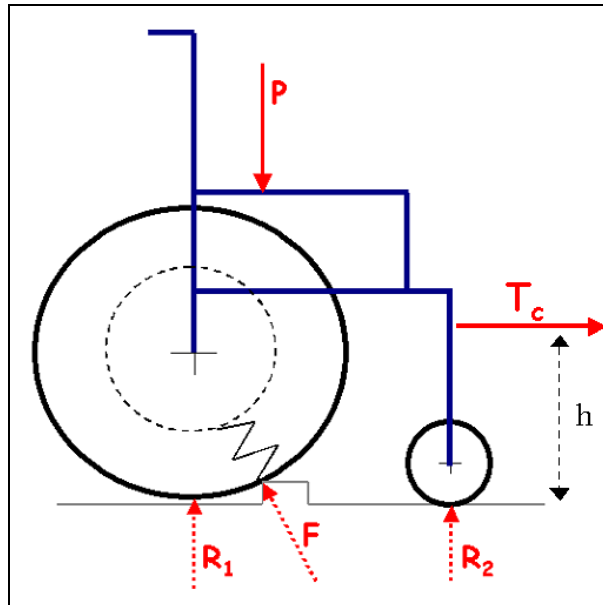


Figure 88 : Schéma pour modèle traction châssis pour passage d'obstacle

Calcul de l'équilibre à l'état initial

D'après le diagramme du corps isolé du fauteuil et de la personne, on applique le principe fondamental de la statique en projection:

Sur X :

$$T_c - F \cdot \sin \alpha = 0 \quad (1)$$

Sur Y :

$$R_1 + R_2 - P + F \cdot \cos \alpha = 0 \quad (2)$$

Sur Z par rapport au point de contact I_1 :

$$-P \cdot l_1 + R_2 \cdot (l_1 + l_2) - T_c \cdot (h) + F \cdot r_1 \cdot \sin \alpha = 0 \quad (3)$$

On peut alors calculer les réactions du sol sur le fauteuil :

$$R_2 = \frac{1}{l_1 + l_2} [P \cdot l_1 + T_c \cdot (h - r_1)]$$

$$R_1 = P - T_c \cdot \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - R_2$$

On calcule la valeur de la force de réaction de l'obstacle sur la roue (F), à partir de la raideur on détermine l'écrasement du pneumatique, que l'on considère radial et on calcule la variation de l'angle de contact α .

Calcul de l'équilibre lorsque le pneumatique est comprimé

Pour un système pseudo isolé fauteuil et utilisateur, on applique le principe fondamental de la statique en projection:

On note les paramètres géométriques variables au cours du franchissement par $q(t)$.

Sur X :

$$T_c - F \cdot \sin \alpha(t) = 0 \quad (1)$$

Sur Y :

$$R_1 + R_2 - P + F \cdot \cos \alpha(t) = 0 \quad (2)$$

Sur Z par rapport au point de contact I_1 :

$$-P \cdot l_1 - R_2 \cdot (l_1 + l_2) - T_c \cdot h + F \cdot (r_1 - x \cdot \sin(\Delta \alpha)) \cdot \sin \alpha(t) = 0 \quad (3)$$

On peut alors calculer les réactions du sol sur le fauteuil :

$$R_2 = \frac{1}{l_1 + l_2} [P \cdot l_1 + T_c \cdot (r - r_1 + x \cdot \sin \Delta \alpha(t))]$$

$$R_1 = P - T_c \cdot \frac{\cos \alpha(t)}{\sin \alpha(t)} - R_2$$

On crée une feuille de calcul, on obtient les résultats suivants :

| Tc | R2 | R1 | F (N) | x (m) | Alpha i | Var. Alpha | Alpha i+1 |
|-----|--------|--------|--------|--------|---------|------------|-----------|
| 1 | 143,02 | 820,44 | 3,94 | 0,0002 | 0,2568 | 0,0001 | 0,2566 |
| 193 | 140,61 | 3,15 | 845,82 | 0,0338 | 0,2302 | 0,0001 | 0,2301 |
| 194 | 140,60 | -1,66 | 850,74 | 0,0340 | 0,2301 | 0,0001 | 0,2299 |

On considère que le franchissement a lieu lorsque la réaction sur les roues arrière est négative ou nulle. Pour un obstacle de 10 mm, nous obtenons la valeur de 193 N. Même démarche pour un obstacle de 27mm.

ANNEXES CHAPITRE 2

2.1. Ordre de pointage des marqueurs

- En faisant varier l'agencement des caméras autour de la cage de calibration

| Agencement | Vue 1>Vue 2 | | Vue 2>Vue 1 | | P ^(*) |
|------------|-----------------------|------------|-----------------------|------------|------------------|
| | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | |
| 90° | 483,201 | 6,379 | 480,667 | 4,613 | 0,363 |
| 45° | 479,495 | 0,364 | 478,908 | 0,604 | 0,831 |
| 65° | 478,241 | 2,620 | 479,115 | 3,032 | 0,822 |

(*) Il existe une différence entre deux groupes lors que P (probabilité) est inférieure à 0,05.

Tableau 11 : Moyennes des distances AB dans différents agencements de caméras en fonction de l'ordre de pointage

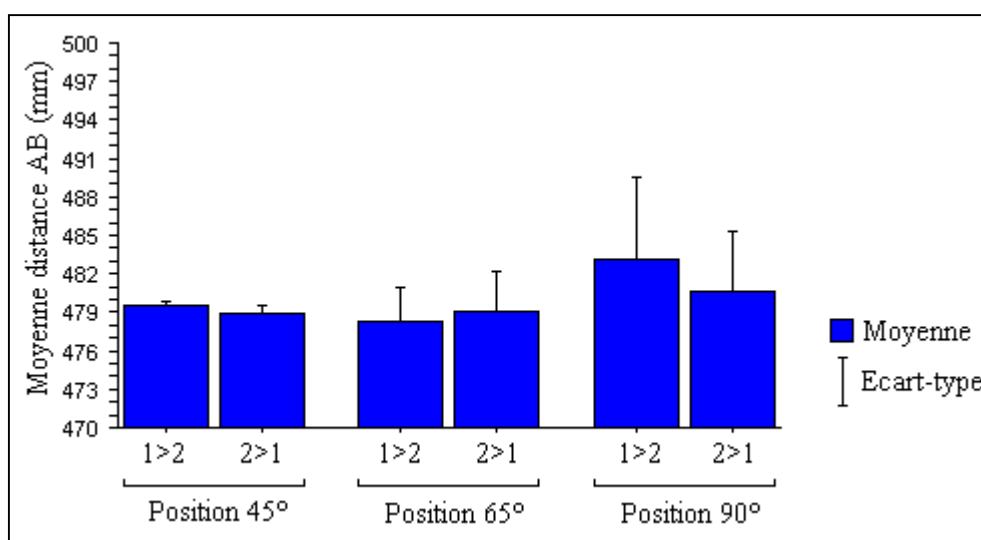


Figure 89 : Histogramme représentant les moyennes des distances AB dans différents agencements de caméras en fonction de l'ordre de pointage

| Distances | Distances réelles (mm) | Distances calculées Vue1->Vue2 (mm) | Ecart absolu | Distances calculées Vue2->Vue1 (mm) | Ecart absolu |
|-----------|------------------------|-------------------------------------|--------------|-------------------------------------|--------------|
| AB | 478,584 | 492,294 | 13,710 | 487,257 | 8,673 |

Tableau 12 : Distances données par le couple caméra3/caméra4 dans la position 1 de l'équerre

- En faisant varier la hauteur des caméras

| Hauteur | Vue 1>Vue 2 | | Vue 2>Vue 1 | | P ^(*) |
|-----------------|-----------------------|------------|-----------------------|------------|------------------|
| | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | |
| Sans différence | 479,495 | 0,364 | 478,908 | 0,604 | 0,361 |
| Avec différence | 480,308 | 0,850 | 479,218 | 1,360 | 0,104 |

(*) Il existe une différence entre deux groupes lors que P (probabilité) est inférieure à 0,05.

Tableau 13 : Moyennes des distances AB avec ou sans différentes hauteurs de caméras en fonction de l'ordre de pointage

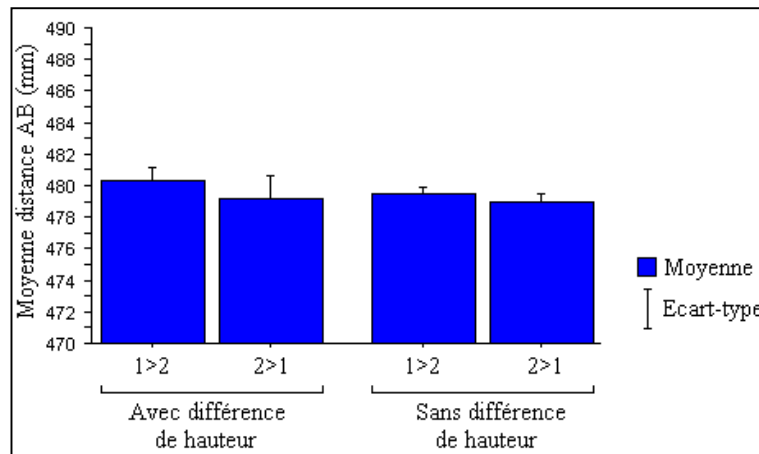


Figure 90 : Histogramme représentant les moyennes des distances AB avec ou sans différentes hauteurs de caméras en fonction de l'ordre de pointage

- En faisant varier la position de l'équerre dans la cage de calibration

| Position de l'équerre | Vue 1>Vue 2 | | Vue 2>Vue 1 | | P ^(*) |
|----------------------------|-----------------------|------------|-----------------------|------------|------------------|
| | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | |
| 1 (proche du câble n°4) | 479,495 | 0,364 | 478,908 | 0,604 | 0,626 |
| 3 (proche du câble n°1) | 478,568 | 2,814 | 479,791 | 0,157 | 0,364 |
| 5 (milieu de la cage) | 478,688 | 1,084 | 477,361 | 2,514 | 0,279 |

(*) Il existe une différence entre deux groupes lors que P (probabilité) est inférieure à 0,05.

Tableau 14 : Tableau des moyennes des distances AB dans différentes positions de l'équerre dans la cage en fonction de l'ordre de pointage

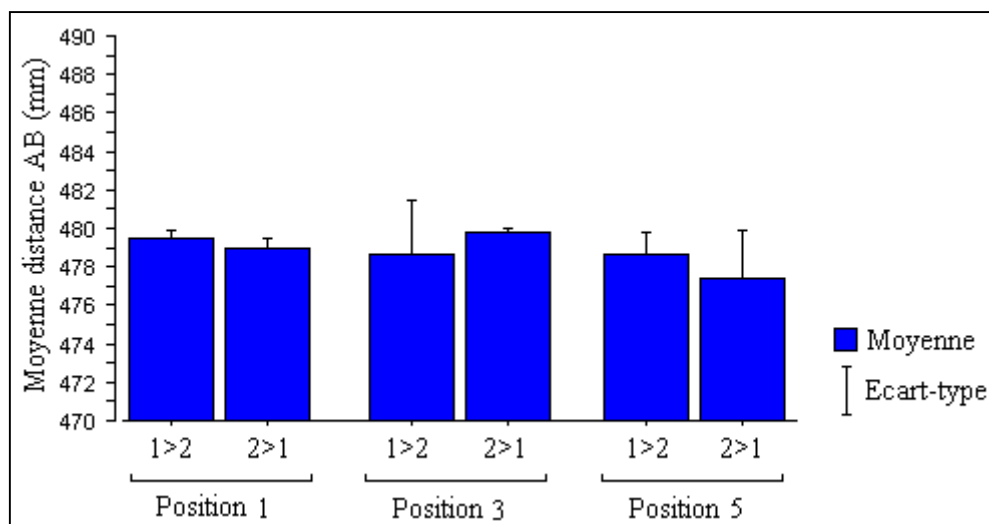


Figure 91 : Histogramme représentant les moyennes des distances AB dans différentes positions de l'équerre dans la cage en fonction de l'ordre de pointage

- Lorsque l'objet est en dehors de l'espace calibré

| Acquisitions | Vue 1>Vue 2 | | Vue 2>Vue 1 | | P ^(*) |
|--|-----------------------|------------|-----------------------|------------|------------------|
| | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | |
| 90° même hauteur Dans l'espace calibré | 481,291 | 4,500 | 480,629 | 3,579 | 0,601 |
| 90° même hauteur Hors espace calibré | 479,178 | / | 479,125 | / | 0,993 |
| 65° différentes hauteur Dans l'espace calibré | 481,744 | 2,186 | 481,996 | 2,806 | 0,828 |
| 65° différentes hauteur Hors espace calibré | 480,832 | 4,283 | 479,318 | 0,243 | 0,562 |

(*) Il existe une différence entre deux groupes lors que P (probabilité) est inférieure à 0,05.

Tableau 15 : Moyennes des distances AB dans ou hors de l'espace calibré en fonction de l'ordre de pointage

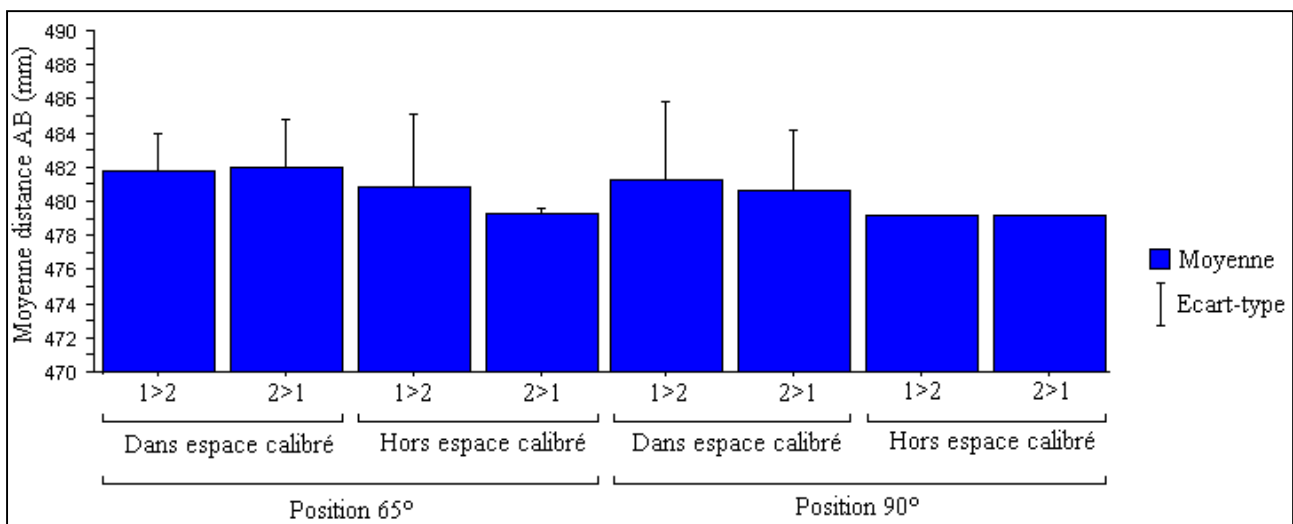


Figure 92 : Histogramme représentant les moyennes des distances dans ou hors de l'espace calibré en fonction de l'ordre de pointage

- Tableaux de conclusion sur l'ordre de pointage des marqueurs

| Distances | Valeur Vue1- >Vue2 | Valeur Vue2- >Vue1 | Ecart |
|-----------|--------------------------|--------------------------|---------|
| AB | 479,178 | 479,179 | 0,00067 |
| AC | 553,063 | 553,057 | 0,0061 |
| BC | 211,435 | 211,434 | 0,0013 |
| AD | 636,573 | 636,571 | 0,0017 |
| CD | 139,116 | 139,120 | 0,0038 |
| | | Moyenne écart | 0,0027 |

Tableau 16 : Ecart minimal entre les valeurs issues d'un pointage Vue1>Vue2 et celles issues d'un pointage Vue2>Vue1 (Agencement à 45° avec une différence de hauteur des caméras avec l'objet au centre de la cage)

| Distances | Valeur Vue1- >Vue2 | Valeur Vue2- >Vue1 | Ecart |
|-----------|--------------------------|--------------------------|---------|
| AB | 477,501 | 477,252 | 0,249 |
| AC | 547,901 | 553,253 | 5,351 |
| BC | 202,146 | 212,362 | 10,2157 |
| AD | 635,488 | 637,064 | 1,575 |
| CD | 146,333 | 137,127 | 9,206 |
| | | Moyenne écart | 5,319 |

Tableau 17 : Ecart maximal entre les valeurs issues d'un pointage Vue1>Vue2 et celles issues d'un pointage Vue2>Vue1 (Agencement à 45° sans différence de hauteur des caméras avec l'objet proche du câble n°6)

2.2. Conservation des distances

- En faisant varier l'agencement des caméras autour de la cage de calibration

Agencement à 90°

| Distance | Distance réelle (mm) | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | P ^(*) | Ecart relatif moyen (%) |
|----------|----------------------|-----------------------|------------|------------------|-------------------------|
| CD | 138,626 | 136,532 | 1,086 | 0,646 | 1,5 |
| AD | 636,475 | 637,033 | 5,026 | 0,894 | 0,09 |

(*) Il existe une différence entre deux groupes lors que P (probabilité) est inférieure à 0,05.

Tableau 18 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes avec l'agencement à 90°

Agencement à 65°

| Distance | Distance réelle (mm) | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | P ^(*) | Ecart relatif moyen (%) |
|----------|----------------------|-----------------------|------------|------------------|-------------------------|
| CD | 138,626 | 138,657 | 1,679 | 0,995 | 0,02 |
| AD | 636,475 | 635,113 | 1,933 | 0,768 | 0,2 |

(*) Il existe une différence entre deux groupes lors que P (probabilité) est inférieure à 0,05.

Tableau 19 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes avec l'agencement à 65°

Agencement à 45°

| Distance | Distance réelle (mm) | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | P ^(*) | Ecart relatif moyen (%) |
|----------|----------------------|-----------------------|------------|------------------|-------------------------|
| CD | 138,626 | 138,178 | 2,892 | 0,921 | 0,3 |
| AD | 636,475 | 633,840 | 2,023 | 0,536 | 0,4 |

(*) Il existe une différence entre deux groupes lors que P (probabilité) est inférieure à 0,05.

Tableau 20 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes avec l'agencement à 45°

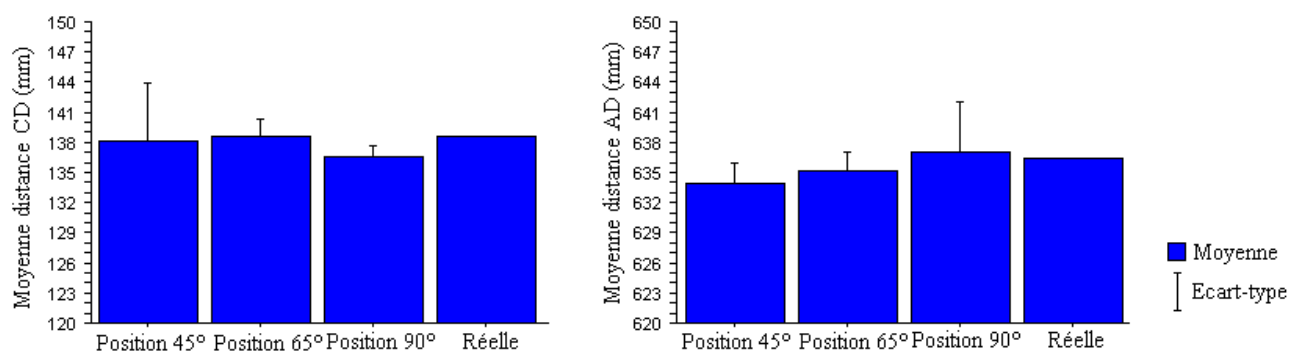


Figure 93 : Histogramme représentant les moyennes des distances CD et AD dans différents agencements de caméras et les distances réelles CD et AD

- En faisant varier la hauteur des caméras

| Distance | Distance réelle (mm) | Sans différence de hauteur | | | | Avec différence de hauteur | | | |
|----------|----------------------|----------------------------|------------|------------------|-------------------------|----------------------------|------------|------------------|-------------------------|
| | | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | P ^(*) | Ecart relatif moyen (%) | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | P ^(*) | Ecart relatif moyen (%) |
| CD | 138,626 | 137,341 | 3,093 | 0,638 | 0,9 | 138,777 | 2,103 | 0,956 | 0,1 |
| AD | 636,475 | 634,912 | 2,025 | 0,638 | 0,2 | 639,383 | 4,071 | 0,383 | 0,5 |

(*) Il existe une différence entre deux groupes lors que P (probabilité) est inférieure à 0,05.

Tableau 21 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes avec ou sans différence de hauteur des caméras

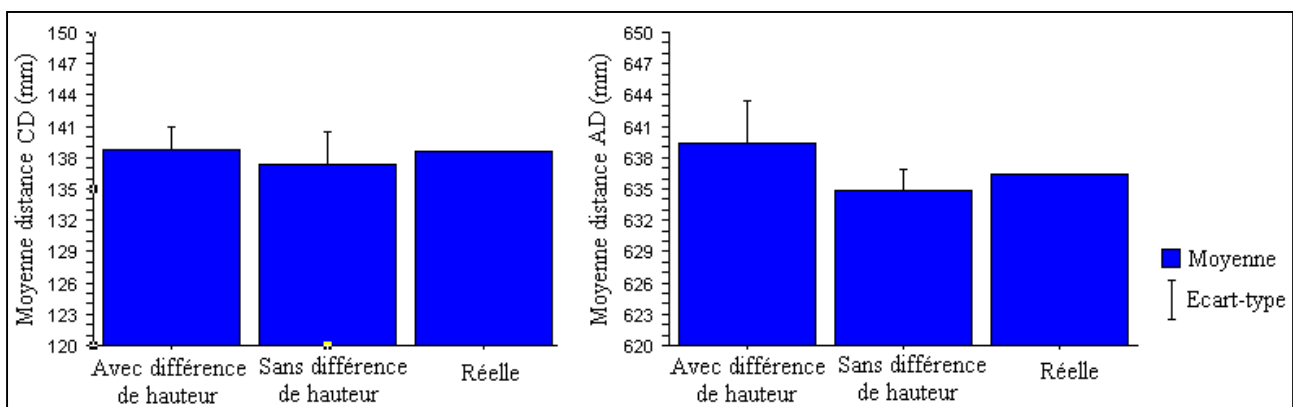


Figure 94 : Histogramme représentant les moyennes des distances CD et AD avec ou sans différence de hauteur et les distances réelles CD et AD

| Distances | Distances réelles (mm) | Distances calculées Avec différence de hauteur (mm) | Ecart absolu (mm) | Distances calculées Sans différence De hauteur | Ecart absolu (mm) |
|-----------|------------------------|---|-------------------|--|-------------------|
| AB | 478,584 | 479,841 | 1,257 | 477,501 | 1,082 |
| AC | 552,458 | 554,006 | 1,548 | 547,901 | 4,556 |
| BC | 211,202 | 213,002 | 1,800 | 202,146 | 9,055 |
| AD | 636,475 | 638,045 | 1,570 | 635,488 | 0,986 |
| CD | 138,626 | 138,072 | 0,553 | 146,333 | 7,707 |
| | | Moyenne écart | 1,345 | | 4,677 |

Tableau 22 : Comparaison entre la distance réelle et les distances calculées avec ou sans différence de hauteur des caméras (Agencement à 45° avec l'objet proche d u câble n°6)

| Distances | Distances réelles (mm) | Distances calculées Avec différence de hauteur (mm) | Ecart absolu (mm) | Distances calculées Sans différence De hauteur | Ecart absolu (mm) |
|-----------|------------------------|---|-------------------|--|-------------------|
| AB | 478,584 | 482,470 | 3,886 | 478,357 | 0,226 |
| AC | 552,458 | 558,805 | 6,347 | 555,239 | 2,781 |
| BC | 211,202 | 210,625 | 0,576 | 211,542 | 0,340 |
| AD | 636,475 | 640,606 | 4,131 | 635,970 | 0,504 |
| CD | 138,626 | 133,191 | 5,434 | 137,941 | 0,684 |
| | | Moyenne écart | 4,075 | | 0,907 |

Tableau 23 : Comparaison entre la distance réelle et les distances calculées avec ou sans différence de hauteur des caméras (Agencement à 45° avec l'objet proche du câble n°1)

- En faisant varier la position de l'équerre dans la cage de calibration

Position 1 de l'équerre (proche du câble n°4)

| Distance | Distance réelle (mm) | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | P ^(*) | Ecart relatif moyen (%) |
|----------|----------------------|-----------------------|------------|------------------|-------------------------|
| CD | 138,626 | 136,929 | 2,811 | 0,429 | 1,2 |
| AD | 636,475 | 636,382 | 1,716 | 0,964 | 0,01 |

(*) Il existe une différence entre deux groupes lors que P (probabilité) est inférieure à 0,05.

Tableau 24 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes de l'objet proche du câble n°4

Position 3 de l'équerre (proche du câble n°1)

| Distance | Distance réelle (mm) | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | P ^(*) | Ecart relatif moyen (%) |
|----------|----------------------|-----------------------|------------|------------------|-------------------------|
| CD | 138,626 | 137,486 | 0,938 | 0,592 | 0,8 |
| AD | 636,475 | 634,709 | 1,713 | 0,406 | 0,3 |

(*) Il existe une différence entre deux groupes lors que P (probabilité) est inférieure à 0,05.

Tableau 25 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes de l'objet proche du câble n°1

Position 5 de l'équerre (au centre de l'espace calibré)

| Distance | Distance réelle (mm) | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | P ^(*) | Ecart relatif moyen (%) |
|----------|----------------------|-----------------------|------------|------------------|-------------------------|
| CD | 138,626 | 137,833 | 1,140 | 0,708 | 0,6 |
| AD | 636,475 | 635,393 | 1,986 | 0,606 | 0,2 |

(*) Il existe une différence entre deux groupes lors que P (probabilité) est inférieure à 0,05.

Tableau 26 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes de l'objet au centre de l'espace calibré

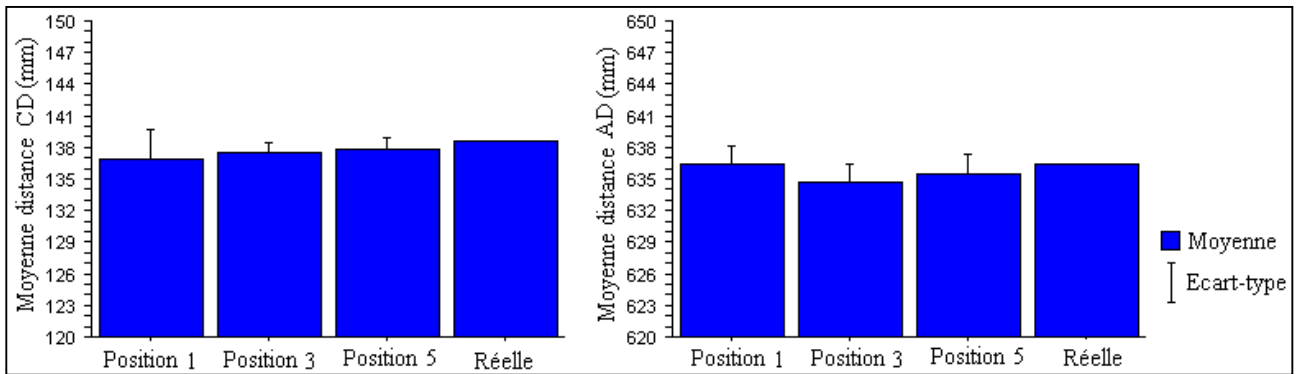


Figure 95 : Histogramme représentant les moyennes des distances CD et AD à différents endroits de la cage de calibration et les distances réelles CD et AD

- Lorsque l'objet est en dehors de l'espace calibré

Agencement à 90°

| Distance | Distance réelle (mm) | Moyenne distance (mm) | P ^(*) | Ecart relatif moyen (%) |
|----------|----------------------|-----------------------|------------------|-------------------------|
| CD | 138,626 | 119,984 | 0,020 | 13,4 |
| AD | 636,475 | 629,098 | 0,074 | 1,2 |

(*) Il existe une différence entre deux groupes lors que P (probabilité) est inférieure à 0,05.

Tableau 27 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes avec l'agencement à 90° en dehors de l'espace calibré

Agencement à 65°

| Distance | Distance réelle (mm) | Moyenne distance (mm) | Ecart-type | P ^(*) | Ecart relatif moyen (%) |
|----------|----------------------|-----------------------|------------|------------------|-------------------------|
| CD | 138,626 | 137,920 | 0,418 | 0,399 | 0,5 |
| AD | 636,475 | 637,292 | 0,607 | 0,470 | 0,1 |

(*) Il existe une différence entre deux groupes lors que P (probabilité) est inférieure à 0,05.

Tableau 28 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes avec l'agencement à 65° en dehors de l'espace calibré

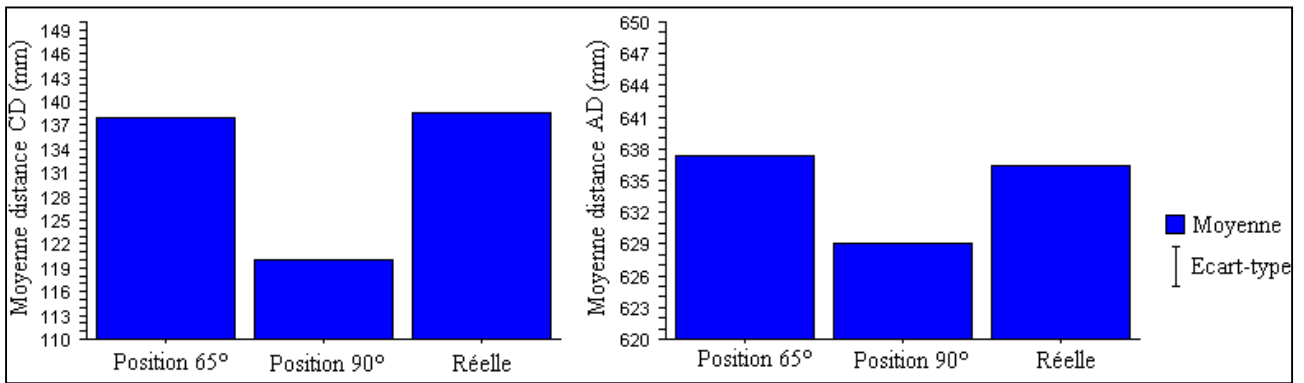
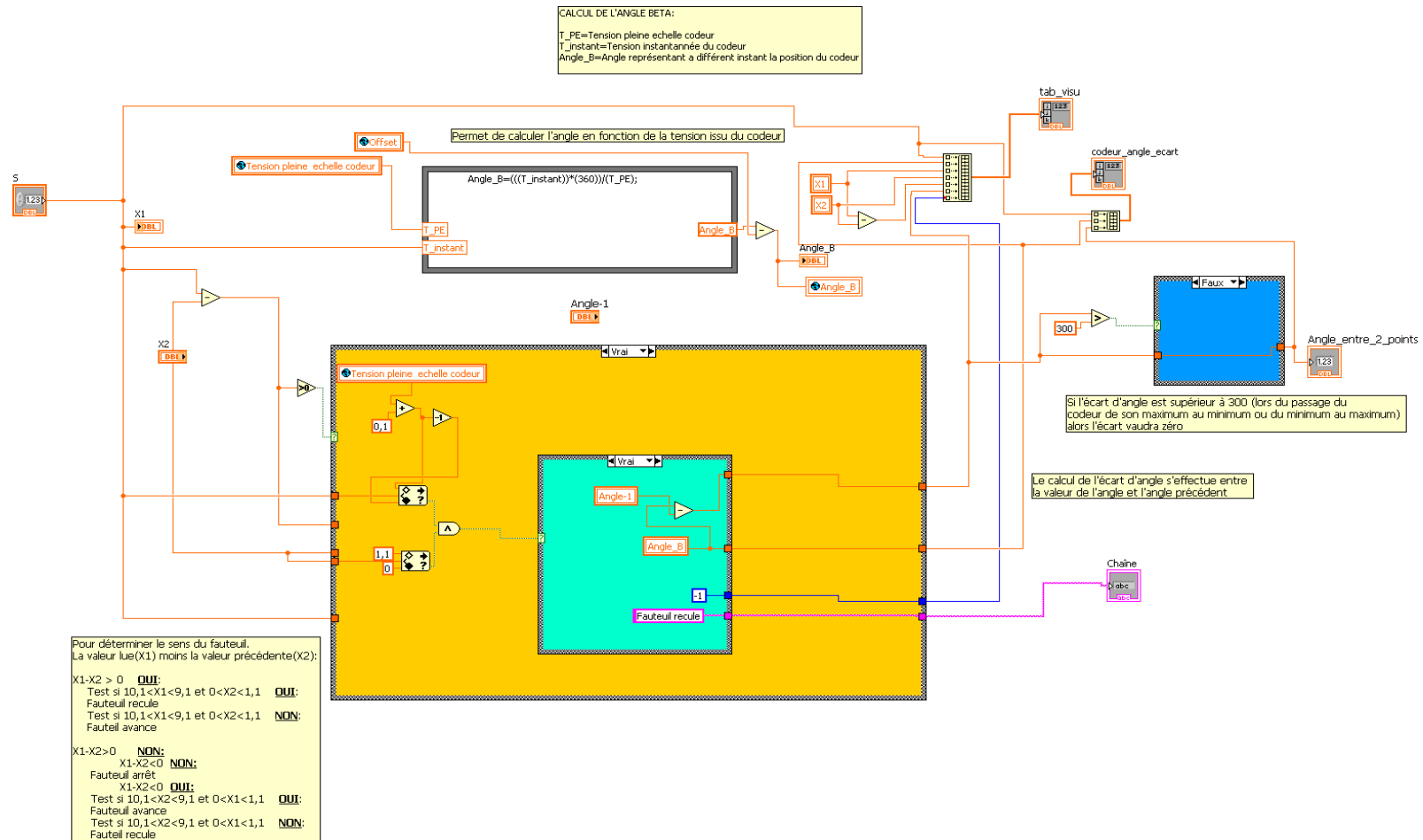


Figure 96 : Histogramme représentant les moyennes des distances CD et AD en dehors de l'espace calibré et les distances réelles CD et AD

ANNEXES CHAPITRE 3

Pour exemple, voici le diagramme LabVIEW correspondant au sous programme déplacement fauteuil :



Listes des tableaux

| | |
|--|-----|
| Tableau 1 : Tableau décélération mesuré par le FRET1 lors des tests de poussée | 20 |
| Tableau 2 : Tableau comparatif F_p et T_c expérimentale et théorique..... | 37 |
| Tableau 3 : Caractéristique des matériaux utilisés pour la simulation | 39 |
| Tableau 4 : Amplitudes articulaires de la propulsion en FRM..... | 46 |
| Tableau 5 : Paramètres de distorsion propres à chaque couple caméra/objectif..... | 57 |
| Tableau 6 : Comparaison entre les coordonnées issues des images corrigées et celles issues des images non corrigées..... | 64 |
| Tableau 7 : Tableau résultat de comparaison des erreurs en mm | 66 |
| Tableau 8 : Tableau comparatif de 4 ergomètres | 73 |
| Tableau 9 : Tableau des efforts mesurés pour différents types de propulsion..... | 74 |
| Tableau 10 : Etendue de mesure des capteurs six composantes | 78 |
| Tableau 11 : Moyennes des distances AB dans différents agencements de caméras en fonction de l'ordre de pointage | 129 |
| Tableau 12 : Distances données par le couple caméra3/caméra4 dans la position 1 de l'équerre | 129 |
| Tableau 13 : Moyennes des distances AB avec ou sans différentes hauteurs de caméras en fonction de l'ordre de pointage | 130 |
| Tableau 14 : Tableau des moyennes des distances AB dans différentes positions de l'équerre dans la cage en fonction de l'ordre de pointage..... | 131 |
| Tableau 15 : Moyennes des distances AB dans ou hors de l'espace calibré en fonction de l'ordre de pointage | 132 |
| Tableau 16 : Ecart minimal entre les valeurs issues d'un pointage Vue1>Vue2 et celles issues d'un pointage Vue2>Vue1 (Agencement à 45° avec une différence de hauteur des caméras avec l'objet au centre de la cage) | 133 |
| Tableau 17 : Ecart maximal entre les valeurs issues d'un pointage Vue1>Vue2 et celles issues d'un pointage Vue2>Vue1 (Agencement à 45° sans différence de hauteur des caméras avec l'objet proche du câble n°6)..... | 133 |
| Tableau 18 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes avec l'agencement à 90°..... | 134 |
| Tableau 19 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes avec l'agencement à 65°..... | 134 |
| Tableau 20 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes avec l'agencement à 45°..... | 134 |
| Tableau 21 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes avec ou sans différence de hauteur des caméras... | 135 |
| Tableau 22 : Comparaison entre la distance réelle et les distances calculées avec ou sans différence de hauteur des caméras (Agencement à 45° avec l'objet proche du câble n°6) | 135 |
| Tableau 23 : Comparaison entre la distance réelle et les distances calculées avec ou sans différence de hauteur des caméras (Agencement à 45° avec l'objet proche du câble n°1) | 136 |
| Tableau 24 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes de l'objet proche du câble n°4 | 136 |
| Tableau 25 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes de l'objet proche du câble n°1 | 136 |
| Tableau 26 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes de l'objet au centre de l'espace calibré | 136 |

Tableau 27 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes avec l'agencement à 90° en dehors de l'espace calibré
..... 137

Tableau 28 : Comparaison entre les distances réelles et les distances moyennes avec l'agencement à 65° en dehors de l'espace calibré
..... 137

Liste des figures

| | |
|---|----|
| <i>Figure 1 : Le fauteuil roulant manuel et les parties en interaction avec l'utilisateur</i> | 11 |
| <i>Figure 2 : Effort de contact roue/sol</i> | 17 |
| <i>Figure 3 : Efforts externes exercés sur un FRM</i> : | 18 |
| <i>Figure 4 : Illustration du couple de l'effort du contact roue-sol</i> | 22 |
| <i>Figure 6 : Puissance de résistance au roulement en fonction de la répartition sur roues avant</i> | 24 |
| <i>Figure 7 : Efforts externes exercés sur le système FRM-utilisateur</i> | 26 |
| <i>Figure 8 : Roue motrice isolée</i> | 27 |
| <i>Figure 9 : Efforts externes exercés sur le système FRM-mannequin</i> | 28 |
| <i>Figure 10 : Protocole pour l'acquisition des valeurs des efforts de traction</i> | 29 |
| <i>Figure 11 : Traction châssis théorique et expérimentale pour trois inclinaisons du sol : 0, 2 et 5%</i> | 30 |
| <i>Figure 12 : Comparaison de la traction châssis théorique et expérimentale</i> | 30 |
| <i>Figure 13 : Comparaison de la traction châssis théorique et de la force de poussée théorique</i> | 31 |
| <i>Figure 14 : Courbes de la force de traction sur le châssis selon deux hauteurs d'obstacle : 1cm et 2,7cm</i> | 33 |
| <i>Figure 15 : Photographie d'un pneumatique déformé par le passage d'un obstacle</i> | 34 |
| <i>Figure 16 : Schéma pour le passage d'obstacle</i> | 35 |
| <i>Figure 17: Influence de la hauteur de l'obstacle sur l'angle de contact et la déformation du pneu</i> | 36 |
| <i>Figure 18: Modèles de Captain</i> | 36 |
| <i>Figure 19 : Schéma pour modèle traction châssis pour le passage d'obstacle</i> | 37 |
| <i>Figure 20 : Orientation d'élément de liaison sol-roue</i> | 40 |
| <i>Figure 21 : Simulation d'efforts exercés sur un FRM</i> | 40 |
| <i>Figure 22 : Les paramètres du fauteuil</i> | 41 |
| <i>Figure 23 : Géométrie définie par le fabricant</i> | 41 |
| <i>Figure 24 : FRM du commerce modélisé en éléments finis</i> | 42 |
| <i>Figure 25 : Styles de propulsion : 4 trajectoires du poignet décrivant 4 propulsions différentes</i> | 45 |
| <i>Figure 26 : Influence de la fréquence d'échantillonnage sur la reconstruction d'une trajectoire</i> | 48 |
| <i>Figure 27 : Effet de la résolution sur la pixellisation</i> | 49 |
| <i>Figure 28 : Influence de la résolution sur la précision</i> | 49 |
| <i>Figure 29 : Cage de calibration et mires</i> | 50 |
| <i>Figure 30 : Exemple de positionnement des caméras autour de la cage de calibration</i> | 51 |
| <i>Figure 31 : Étapes de reconstruction du mouvement</i> | 52 |
| <i>Figure 32 : Mannequin homme, femme et enfant sous MAN3D</i> | 54 |

| | |
|---|----|
| Figure 33 : Modèle segmentaire sous MAN3D..... | 54 |
| Figure 34 : Liaison des centres articulaires du mannequin aux articulations sélectionnées du sujet | 55 |
| Figure 35 : Distorsion géométrique..... | 56 |
| Figure 36 : Exemple de distorsion « en barillet » | 56 |
| Figure 37 : Exemple d'image avant et après correction..... | 58 |
| Figure 38 : Etalonnage sous MAN3D..... | 59 |
| Figure 39 : Assignation des articulations..... | 59 |
| Figure 40 : Mannequin MAN3D en mode filaire appliqué une fois les articulations sélectionnées | 60 |
| Figure 41 : Mannequin MAN3D en mode facettisé..... | 60 |
| Figure 42 : Exemple de mouvement des membres supérieurs..... | 61 |
| Figure 43 : 3 placements des caméras selon 3 angles : 90°, 65° et 45° | 62 |
| Figure 44 : Mesure des angles et des distances de l'équerre..... | 63 |
| Figure 45 : Origine du repère en périphérie et au centre | 66 |
| Figure 46 : Outil MAN3D..... | 67 |
| Figure 47 : Illustration du possible décalage entre le point cliqué et le centre d'un marqueur | 67 |
| Figure 48 : Environnement Outil MAN3D pour le suivi des marqueurs | 68 |
| Figure 49 : Exemple de suivi pour le marqueur du front | 68 |
| Figure 50 : Diagramme constructeur de distorsion des objectifs..... | 69 |
| Figure 51 : ergomètres de laboratoire | 73 |
| Figure 52 : Images CAO du châssis : plus de 15 réglages indépendants. | 77 |
| Figure 53 : Images CAO du montage d'un potentiomètre | 79 |
| Figure 54 : Images CAO des engrenages et du collecteur tournant..... | 79 |
| Figure 55 : Images CAO de la pièce d'adaptation d'un capteur six composantes de roue | 80 |
| Figure 56 : Images CAO de la pièce liaison capteur et main-courante | 80 |
| Figure 57 : Images CAO du support de palette repose-pied composé de 2 capteurs, un pour chaque pied | 81 |
| Figure 58 : Images CAO du support d'assise | 82 |
| Figure 59 : Images CAO du support de dossier | 82 |
| Figure 60 : Images CAO des adaptations roues directrices | 83 |
| Figure 61 : Images CAO de la pièce pour le réglage du carrossage | 83 |
| Figure 62 : CERAHFIT en vue de côté, de face et de dessous | 84 |
| Figure 65 : Ecran d'exécution du Prog principal.vi | 87 |
| Figure 66 : Organigramme Prog principal.vi..... | 88 |
| Figure 67 : Photo de la roue droite de CERAHFIT en vue coté intérieure | 89 |
| Figure 68 : Schéma de roue à droite de CERAHFIT | 90 |
| Figure 69 : Schéma simplifié de la roue..... | 90 |
| Figure 70 : Référentiel fauteuil..... | 91 |
| Figure 71 : OFFSET sur main-courante..... | 92 |

| | |
|--|-----|
| Figure 72 : Synchronisation des origines | 92 |
| Figure 73 : Schéma du point d'appui | 93 |
| Figure 74 : Schéma de calcul de l'angle d'appui | 94 |
| Figure 75 : Schéma des efforts | 95 |
| Figure 76 : Schéma roue carrossée | 97 |
| Figure 77 : Schéma des repères relatifs au carrossage | 98 |
| Figure 78 : Schéma capteur palette repose-pied | 100 |
| Figure 79 : Schéma d'un capteur palette repose-pied en vue de dessus | 101 |
| Figure 80 : Organigramme du sous-programme déplacement | 103 |
| Figure 81 : Schéma de détermination des débuts et des longueurs des appuis | 104 |
| Figure 82 : Organigramme du sous-programme main-courante | 105 |
| Figure 83 : schéma bilan des imbrications des outils et de la finalité, la base de donnée | 109 |
| Figure 84 : Efforts externes exercés sur un FRM | 118 |
| Figure 85 : Efforts externes exercés sur le système FRM-mannequin | 120 |
| Figure 86 : Efforts externes exercés sur le système FRM-utilisateur | 124 |
| Figure 87 : Roue matrice isolée | 125 |
| Figure 88 : Schéma pour modèle traction châssis pour passage d'obstacle | 127 |
| Figure 89 : Histogramme représentant les moyennes des distances AB dans différents agencements de caméras en fonction de l'ordre de pointage | 129 |
| Figure 90 : Histogramme représentant les moyennes des distances AB avec ou sans différentes hauteurs de caméras en fonction de l'ordre de pointage | 130 |
| Figure 91 : Histogramme représentant les moyennes des distances AB dans différentes positions de l'équerre dans la cage en fonction de l'ordre de pointage | 131 |
| Figure 92 : Histogramme représentant les moyennes des distances dans ou hors de l'espace calibré en fonction de l'ordre de pointage | 132 |
| Figure 93 : Histogramme représentant les moyennes des distances CD et AD dans différents agencements de caméras et les distances réelles CD et AD | 134 |
| Figure 94 : Histogramme représentant les moyennes des distances CD et AD avec ou sans différence de hauteur et les distances réelles CD et AD | 135 |
| Figure 95 : Histogramme représentant les moyennes des distances CD et AD à différents endroits de la cage de calibration et les distances réelles CD et AD | 137 |
| Figure 96 : Histogramme représentant les moyennes des distances CD et AD en dehors de l'espace calibré et les distances réelles CD et AD | 138 |

Développement d'outils pour l'analyse et la quantification des interactions utilisateur-fauteuil-environnement lors de déplacements en fauteuil roulant manuel.

RESUME : Le fauteuil roulant manuel (FRM), aide technique utilisée pour compenser des problèmes moteurs, asseoit le patient et induit l'utilisation des bras comme membres moteurs. Cette fonction est non naturelle et occasionne souvent des pathologies spécifiques. L'objectif de ce travail de thèse est d'apporter une contribution scientifique à l'étude de la biomécanique de propulsion en FRM en fournissant des outils de quantification. Ces outils sont une modélisation mécanique des efforts de propulsion, le développement d'un système d'analyse cinématique et la conception d'un FRM instrumenté de terrain, nommé CERAHFIT. Nous avons montré par exemple que le paramètre de résistance au roulement est primordial pour obtenir des modélisations mécaniques réalistes. Notre système d'analyse du mouvement est constitué d'une acquisition vidéo classique associée à un mannequin numérique calqué sur le sujet filmé pour reconstruire son mouvement en trois dimensions. Ce système peut être complété par les acquisitions de CERAHFIT qui permettent de mesurer les efforts au niveau du système de soutien du corps et au niveau des mains-courantes. La prochaine étape sera des acquisitions avec sujets pathologiques dans le but d'obtenir des informations objectives pour conseiller sur les réglages d'un FRM et sa conception.

Mots-Clés : fauteuil roulant manuel - résistance au roulement - système d'analyse cinématique - ergomètre de terrain

Development of tools for analysis and quantification of interactions between user, wheelchair and environment during wheelchair moving.

ABSTRACT : Wheelchairs compensate for motor dysfunctions, and transform bipedal locomotion to the seated position. The upper limbs become the locomotive limbs. This antiphysiological means of locomotion leads to various specific pathologies, which are mainly neurological and osteoarticular. The purpose of this thesis is to make a significant contribution in the field of biomechanics of wheelchair propulsion by developing tools. These theoretical and experimental tools are mechanical modelling of forces during wheelchair moving, an outdoor kinematics analyse system and an outdoor instrumented wheelchair, called CERAHFIT. We show that integrating rolling resistance parameter is essential to get realistic modelling. Our kinematics analyse system use standard video acquisition and a numerical manikin matched on user wheelchair's pictures to reconstruct users' movements in three dimensions. This system could be associated with CERAHFIT in order to adding measures of puschrim, footrest, seat and backrest forces and moments. The next step of this study will be acquisitions with disable persons in order to obtain unbiased arguments to assist the choices of wheelchair adjustments and to improve wheelchair conception.

Key words : wheelchair - rolling resistance - kinematic analysis system - outdoor ergometer