

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CONTROLE DE ÂNGULOS DE  
ROLAGEM E ARFAGEM PARA USO EM CADEIRA DE RODAS**

por

Cristiano Kulman

Tese para obtenção do Título de  
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, 29 setembro de 2015

**DESENVOLVIMENTO DE CADEIRA DE RODAS COM NIVELAMENTO  
LATERAL E LONGITUDINAL**

por

Cristiano Kulman  
Mestre Engenheiro

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Processos de Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Flávio José Lorini

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Kleber Eduardo Bianchi, Universidade Federal do Rio Grande

Prof. Dr. Fabio Pinto da Silva, Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Prof. Dr. Eduardo André Perondi, Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 29 setembro de 2015

*Dedico àqueles que com um pequeno sorriso conseguem alegrar o mais escuro  
dos dias, minha esposa e meus filhos.*

## **AGRADECIMENTOS**

A minha esposa Ester T. Kulman e meus filhos Antonia e Guilherme, por serem o motivo da continuidade do trabalho. Aos meus pais Ibanes Kulman e Maria Leonor Kulman, por sempre me apoiarem nas minhas empreitadas.

À toda minha família, simplesmente por existirem na vida.

Aos meus orientadores Rafael A. C. Laranja, Flávio José Lorini.

Ao meu grande parceiro de trabalho Anderson Bomm.

Aos amigos que auxiliaram diretamente no desenvolvimento da tese Evelinda Trindade, Vinicius B. Peccin, Jacson Dreher, Deiwis Hoss e Luis Drehmer.

A todas as pessoas que direta ou indiretamente auxiliaram no desenvolvimento da nossa tese.

Ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia (IFSC) campus Chapecó pela oportunidade e disponibilidade de capacitação.

Ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo apoio financeiro.

## RESUMO

Pessoas com deficiência motora têm poucas opções na seleção de cadeiras de rodas que atendam suas necessidades de deslocamento, comodidade e segurança para a realização das tarefas da vida diária, principalmente com as tecnologias assistivas disponíveis no Brasil. Com o intuito de auxiliar os cadeirantes, facilitando seus deslocamentos em vias públicas, foi desenvolvido um sistema de simulação numérica e um protótipo para teste de controle de suspensão autonivelante para aplicar em cadeiras de rodas. Baseado nos resultados numéricos obtidos por meio da simulação, a planta de teste de controle foi montada visando ao estudo do desempenho da dinâmica vertical. O sistema de inclinação lateral e frontal é apresentado com o uso de atuadores para controlar os movimentos de arfagem e rolagem de uma cadeira de rodas motorizada. Os sistemas foram expostos a diversas perturbações e os resultados mostram que o controle pode melhorar o conforto e a segurança de cadeirantes em percursos em vias públicas, dependendo da velocidade de aplicação da perturbação.

Palavras Chave: Cadeiras de Rodas; Tecnologias Assistivas; Suspensão Autonivelante.

## **ABSTRACT**

People with disabilities have little choice go select a wheelchairs which meets most of the displacement, comfort and safety requirements to perform their daily life tasks, particularly amid assistive technologies available in Brazil. In order to aid disabled persons, facilitating wheelchairs displacements on public roads courses, it was designed and developed a numeric simulation model and a prototype for the test of a wheelchair self-leveling suspension control system. Based upon the numeric results obtained from the model simulation, the control test platform was created aiming to ascertain the vertical dynamics performance. The lateral and frontal tilting system is presented, using actuators to control the leveling and rolling movements of a motorized wheelchair. The system underwent a variety of perturbations and the results demonstrate the control may improve comfort and safety for the wheelchairs displacements on public roads courses, depending on the velocity of application of the perturbation.

Keywords: Wheelchair; Assistive technologies, self-leveling suspension.

# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>__INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1	Objetivos do trabalho .....	4
1.1.1	Objetivo geral .....	4
1.1.2	Objetivos específicos .....	4
1.2	Justificativas .....	4
1.3	Escopo .....	5
<b>2</b>	<b>__ESTADO DA ARTE</b>	<b>6</b>
2.1	Histórico e classificação de cadeiras de rodas .....	6
2.2	Parâmetros importantes de uma cadeira de rodas .....	8
2.2.1	Rodas pivotadas ou <i>Castors</i> .....	10
2.2.2	Acionamento da cadeira de rodas manual .....	12
2.2.3	Ângulo de esterçamento .....	13
2.2.4	Resistência ao rolamento da roda .....	14
2.2.5	Cadeiras de rodas motorizadas .....	15
2.3	Estabilidade de cadeiras de rodas .....	16
2.3.1	Estabilidade para a arfagem .....	17
2.4	Cadeiras de rodas com sistema autoequilibrantes .....	18
2.4.1	Estabilidade para o movimento de rolagem .....	20
2.4.2	Aceleração lateral em curva horizontal .....	23
2.4.4	Comentário sobre a dinâmica e cinemática das cadeiras de rodas .....	23
2.5	Estabilidade a rolagem em Cadeiras de rodas motorizadas .....	24
2.5.1	Estratégias de controle para estabilidade lateral .....	24
2.6	Veículos com sistema de controle de nivelamento similar ao sistema de teste de controle	27
2.7	Sensores MEMS .....	28
2.8	Perfis de pista e acelerações verticais .....	30
<b>3</b>	<b>__DEFINIÇÃO DO MODELO DA CADEIRA DE RODAS</b>	<b>32</b>
3.1	Equações dinâmicas .....	36
3.2	Justificativa para o desacoplamento dos movimentos de arfagem e rolagem .....	41

3.3 Equacionamento dos movimentos de Rolagem e Arfagem desacoplados .....	42
3.4 Simulação numérica .....	46
3.5 Protótipo do sistema de nivelamento .....	49
3.6 Controle PD .....	57
<b>4 __ TESTES DE DESEMPENHO DO PROTÓTIPO VIRTUAL DO SISTEMA DE CONTROLE</b> .....	<b>59</b>
4.1 Resultados e discussões das simulações de deslocamento .....	61
4.1.1 Resposta do modelo virtual a um sinal rampa .....	61
4.1.2 Entrada do tipo Degrau .....	64
4.1.3 Entrada do tipo Impulso .....	65
4.2 Validação do controle experimental .....	67
4.2.1 Entrada do tipo Rampa controle experimental .....	67
4.2.2 Entrada do tipo Degrau - controle experimental .....	69
4.2.3 Entrada do tipo impulso controle experimental .....	71
<b>5 __ CONCLUSÕES</b> .....	<b>74</b>
5.1 Sugestões para trabalhos futuros .....	75
<b>6 __ BIBLIOGRAFIA</b> .....	<b>77</b>



## LISTADE FIGURAS

Figura 2.1 - Partes de uma cadeira de rodas manual, adaptado de Flickr, 2015. ....	9
Figura 2.2 - Ilustração dos ajustes da cadeira de rodas manual [Silva, 2009].....	10
Figura 2.3 - Diferença entre o deslocamento das rodas traseiras com maior diâmetro e os <i>castors</i> . ....	11
Figura 2.4 - Representação da resistência ao rolamento em baixa velocidade. (a) deformação e retorno elástico em pista rígida; (b) Distribuição de forças e pressão na região de contato da roda com a pista [Silva, 2007]. ....	14
Figura 2.5 - Exemplo de uma cadeira de rodas motorizada. ....	16
Figura 2.6 - Cadeira de rodas com o uso do sistema "Segway©" [Ggpht, 2011]. ....	19
Figura 2.7 - Cadeira sem rodas pivotadas [Nakamura & Murakami, 2011]. ....	20
Figura 2.8 - Modelo de estabilidade lateral de uma cadeira de rodas ..... 21	21
Figura 2.9 - Ângulo de cambagem com inclinação para dentro (com a cadeira de rodas posicionada a direita da figura) [Silva, 2007]. ....	22
Figura 2.10 - Veículo Falcon III [Adaptado de Ickowzcy, 2010]. ....	26
Figura 2.11 - Conceito de estrutura giroscópio MEMS.....	29
Figura 3.1 - Parâmetros e referências para distribuição de força. ....	33
Figura 3.2 - Parâmetros e referências para distribuição de força e movimento. ....	33
Figura 3.3 – Elementos que compõe a suspensão para fins de equacionamento dinâmico.....	34
Figura 3.4 – Condição de movimento para a simulação, (a) aproximação do obstáculo, (b) transposição do obstáculo. ....	35
Figura 3.5 - Fluxograma de sinais de comando da cadeira de rodas. ....	35
Figura 3.6 - Tipos de informação e fluxo dos sinais. ....	36
Figura 3.7 – Desenho esquemático do sistema: a) protótipo virtual do sistema de teste de controle e b).elementos dinâmicos das suspensões.....	42
Figura 3.8 - Referência para o movimento de rolagem, diagrama de forças.....	43
Figura 3.9 - Referência para o movimento de arfagem. ....	44
Figura 3.10 - Modelo de 1/3 do sistema de teste de controle. ....	44
Figura 3.11 - Definição da força relacionada a $m_{fi}$ .....	45
Figura 3.12 - Definição da força relacionada a $m_{si}$ .....	45
.....	47
Figura 3.13 - Fluxograma de sinais de comando da cadeira de rodas.	47
Figura 3.14 - diagrama de blocos do controle do movimento de rolagem. ....	47
Figura 3.15 - diagrama de blocos do controle do movimento de arfagem. ....	48
Figura 3.16 – diagrama do Matlab Simulink.....	48
Figura 3.17 - Sistema de teste do controle.....	50
Figura 3.18 - acoplamento dos sistemas de teste de controle e simulação de deslocamento do solo. ....	51
Figura 3.19 - Sistema eletroeletrônico.....	52
Figura 3.20 - Fluxograma do código Arduino.....	54
Figura 4.1 - Respostas do ângulo de rolagem a deslocamento do tipo rampa.....	61

Figura 4.2 - aceleração vertical da suspensão 1, a) com controle desligado e b) com controle ativo.....	62
Figura 4.3 - respostas do ângulo de arfagem a deslocamento do tipo rampa.....	63
Figura 4.4 - aceleração vertical da suspensão 3, a) sem controle e b) com controle ativo.....	63
Figura 4.5 - Resposta ao degrau para o ângulo de arfagem.....	64
Figura 4.6 - Aceleração da suspensão 1, degrau, controle desligado.....	65
Figura 4.7 - Aceleração da suspensão 3, degrau.....	65
Figura 4.8 - Resposta ao impulso para arfagem Matlab Simulink.....	66
Figura 4.9 - Aceleração da suspensão 1, impulso.....	66
Figura 4.10 - Aceleração da suspensão 3, impulso.....	67
Figura 4.11 – Validação do sistema de controle para variação angular de rolagem para uma rampa.....	68
Figura 4.12 - Validação do sistema de controle para o ângulo de arfagem para uma rampa..	68
Figura 4.13 - Aceleração vertical experimental para perturbação do tipo rampa no sistema de teste de controle.....	69
Figura 4.14 - Validação do sistema de controle para o ângulo de rolagem para entrada degrau.....	70
Figura 4.15 - Validação do sistema de controle para o ângulo de arfagem para um degrau....	70
Figura 4.16 Aceleração vertical, resposta ao degrau, suspensão 1.....	71
Figura 4.17 Aceleração vertical, resposta ao degrau, suspensão 3.....	71
Figura 4.18 - Validação do sistema de controle para o ângulo de rolagem para um impulso..	72
Figura 4.19 - Validação do sistema de controle para o ângulo de arfagem para um impulso..	72
Figura 4.20 - Resposta das acelerações verticias a um impulso, suspensão 1.....	72
Figura 4.21 - Resposta das acelerações verticias a um impulso, suspensão 3.....	73

## LISTADE TABELAS

Tabela 2.1 - Tipos e características gerais de cadeiras de rodas.....	7
Tabela 2.2 - Resumo da diminuição dos esforços com a utilização de cadeiras de rodas assistidas.....	8
Tabela 2.3: Exemplos de impulso diferencial de um VANT Quadrimotor [Adaptado de Schmidt, 2011]. .....	27
Tabela 2.5 – Escala de desconforto [Drehmer, 2012; BS 6841, 1987; ISO 2631, 1997].....	30
Tabela 2.6 - Causas de desconforto no assento [Fai, et al., 2007].....	31
Tabela 4.1 – Parâmetros experimentais usados na simulação de deslçamento. ....	60

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

EPW	<i>Electric Power Wheelchair</i> – cadeira de rodas motorizada.
Cg	Centro de massa ou gravidade
HMI	Interface homem-máquina
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística.
ISO	<i>International Organization for Standardization</i> –Organização internacional sobre padronização.
JWII	Modelo da marca Yamaha de sistema de motorização para assistência de movimento em cadeira de rodas.
<i>Off - road</i>	Fora de estrada. Relativo a pistas sem pavimentação.
T-T	Eixo que liga o ponto de contato com o solo da roda dianteira e traseira do mesmo lado do veículo.

## LISTA DE SÍMBOLOS

a	Distância entre os pontos cg e a roda 1, projetada no eixo y (m).
b	Distância entre os pontos cg e a roda 2, projetada no eixo y (m).
CG	Centro de gravidade.
$c_{ii}$	Coefficiente de amortecimento (Ns/m).
$C_{pi}$	Coefficiente de amortecimento do pneu, $i = 1$ a 3, (Ns/m).
$C_{si}$	Coefficiente de amortecimento da suspensão, $i = 1$ a 3, (Ns/m).
d	Distância (m).
$d_1, d_2,$	Projeção da distância entre os pontos cg e a roda 1, roda 2 e roda 3, conforme o
$d_{wb}$	Distância entre a projeção dos eixos dianteiro e traseiro da cadeira de rodas (m).
$e d_3$	índice, projetada no eixo x (m).
F	Força (N).
$F_c d$	Momento sobre o centro de massa (Nm).
$f_f$	Força de frenagem necessária (N).
Flat	Força lateral (N).
Flong	Força longitudinal (N).
$F_r$	Força resultante (N).
$f_{si}$	Força das suspensões, $i = 1$ a 3, (N).
$F_y$	Força na direção do eixo Y (N).
$F_z$	Força normal (N).
g	Aceleração da gravidade ( $m/s^2$ ).
h	Altura (m).
I	Momento de inércia ( $kgm^2$ ).
$I_x$	Momento de inércia em torno do eixo X ( $kgm^2$ ).
$I_y$	Momento de inércia em torno do eixo Y ( $kgm^2$ ).
$J_{aco}^+$	Matriz jacobiana pseudoinversa.
$J_{aco}$	Matriz jacobiana.
$k_d$	Constante de ganho derivativo (N/m).
$k_i$	Constante de ganho integral (N/m).
$k_{pi}$	Coefficiente de rigidez do pneu, $i = 1$ a 3, (N/m).
$k_p$	Constante de ganho proporcional (N/m).

$k_{si}$	Coeficiente de rigidez da suspensão, $i = 1$ a $3$ , (N/m).
$l$	Distância entre o centro da roda e o centro de gravidade - CG (m).
$m$	Massa das rodas e base (kg).
$M$	Massa total sem as rodas e base (kg).
$m_{ai}$	Massa do atuador, $i = 1$ a $3$ , (kg).
$mcg$	Massa do conjunto cadeira e cadeirante (m).
$M_{dt}$	Torque de virada (Nm).
$M_f$	Momento de arrasto (Nm).
$m_{fi}$	Massa dos fusos, $i = 1$ a $3$ , (kg).
$mg$	Peso do sistema (N).
$Mg_y$	Projeção do vetor força peso no eixo Y.
$m_{si}$	Massa dos conjuntos castanha, $i = 1$ a $3$ , (kg).
$M_T$	Momento em torno do eixo T (Nm).
$O^w$	Posição Origem em relação ao pêndulo invertido (m).
$P$	Ponto central de eixo da roda – Ponto de referência de posição.
$R$	Raio da roda (m).
$S$	Força centrífuga (N).
$v$	Velocidade linear (m/s).
$V_{limite}$	Velocidade máxima sem escorregamento lateral (m/s).
$V_x$	Velocidade no eixo X (m/s).
$W$	Peso do veículo (N).
$W_E$	Peso do veículo sobre a roda esquerda (N).
$X^m$	Coordenada X de posição em relação à cadeira (m).
$X^w$	Coordenada X de posição em relação ao pêndulo invertido (m).
$Y^m$	Coordenada Y de posição em relação à cadeira (m).
$Z_{0i}$	Cota da referência do atuador, $i = 1$ a $3$ , (m).
$Z_{cg}$	Cota do centro de massa do conjunto cadeira e cadeirante (m).
$Z_{ci}$	Cota do deslocamento do chão, $i = 1$ a $3$ , (m).
$Z_{fi}$	Cota do fuso, $i = 1$ a $3$ , (m).
$z_i$	Cota (m).
$Z^m$	Coordenada Z de posição em relação à cadeira (m).
$Z_{mai}$	Cota da massa do atuador, $i = 1$ a $3$ , (m).
$Z_{si}$	Cota da suspensão, $i = 1$ a $3$ , (m).

$w_n$	Frequência natural (rad/s).
$\beta_w$	Vetor dos ângulo de rotação $\beta_r$ e $\beta_l$ .
$\Delta e$	Variação do erro (rad/s).
$\mu$	Coeficiente de atrito (adimensional).
$e[k]$	Representação discreta para o erro (rad).
$\alpha$	Ângulo de rolagem – deslizamento lateral (rad).
$\beta$	Ângulo de inclinação de arfagem (rad).
$\beta_l$	Ângulo de rotação da roda esquerda (rad).
$\beta_r$	Ângulo de rotação da roda direita (rad).
$\gamma$	Ângulo de direção (rad).
$\zeta$	Razão de amortecimento crítico (adimensional).
$\Theta$	Representação genérica para ângulo (rad).
$\sigma_z$	Tensão normal na direção Z (Pa).
$\omega$	Velocidade angular (rad/s).
$\theta[k]$	Representação genérica discreta para ângulo (rad).
$\varphi$	Coeficiente de composição angular (entre 0 – 1).

# 1 INTRODUÇÃO

O trânsito nas calçadas das vias públicas é dificultado pela presença de diversos tipos de obstáculos. Para cadeirantes estes obstáculos são acrescidos das inclinações das ruas e calçadas que comprometem a postura destas pessoas, muitas vezes já bastante debilitadas. Nos dias de hoje, tenta-se melhorar o nível de atuação e independência das pessoas com deficiência, para melhorar sua qualidade de vida e propiciar melhores condições de trabalho. A pessoa com deficiência começa a não ficar mais escondida e a demanda por sua capacidade de laborar é necessária ao mercado de trabalho.

Para auxiliar a inclusão da pessoa com uma deficiência qualquer existem as tecnologias assistivas, que são destinadas a diminuir suas dificuldades de viver e de conviver em sociedade. Tecnologia assistiva é o termo usado como referência a produtos ou técnicas aplicadas para facilitar a vida de pessoas com deficiência [BERSCH, 2009]. Diversas definições são aceitas para esta tecnologia, contudo, essas definições não são divergentes. A ISO 9999 (2002) trata de tecnologias assistivas como: “qualquer produto, instrumento, equipamento ou sistema técnico utilizado por uma pessoa com deficiência, especialmente produzido ou disponível que previne, compensa, atenua ou neutraliza uma incapacidade”.

Podem-se subdividir as tecnologias assistivas de algumas formas, por exemplo, por tipo de tecnologia, a citar: tecnologia da informação; próteses/órteses; para melhoria do dia-a-dia; para educação; para tratamento clínico. Cada pessoa com deficiência necessita de um nível de complexidade tecnológica diferente, podendo variar desde uma simples bengala, usada desde os tempos bíblicos, até o desenvolvimento de sistemas de comunicação via ondas eletromagnéticas cerebrais. Destacando-se o interesse no desenvolvimento e uso de tecnologias assistivas estão os profissionais que trabalham diretamente com as pessoas com deficiência, como médicos, fisioterapeutas e professores [Mortimer, 2010]. Sabe-se que o envelhecimento populacional está crescendo rapidamente em diversos países, incluindo o Brasil. A representação de pessoas com mais de 65 anos em países como o Japão, a Itália e a Alemanha pode variar de 18,8 a 21%. No Brasil a representação de pessoas com mais de 65 anos está aumentando, e variou de 4,8% em 1991, para 5,9% em 2000 e atingiu 7,4% da população em 2010 [IBGE, 2013; Nakamura & Murakami, 2011]. Tal fato é importante, pois, associado ao envelhecimento estão as doenças causadoras de deficiência motora e os



acidentes com lesões severas. Neste ínterim, observa-se o aumento do uso de cadeiras de rodas pelo agravamento das condições de desenvoltura motora [Nakamura & Murakami, 2011, Ahmad & Tokhi, 2008]. Segundo o senso do IBGE 2010 [IBGE, 2013] existem no Brasil 45 milhões de pessoas com algum tipo de deficiência e destes, 13.273.969 possuem deficiência motora. De acordo com a metodologia aplicada pelo IBGE, subdividiu-se a deficiência motora em:

- Não consegue de modo algum, 740.456 pessoas (0,39% dos brasileiros);
- Grande dificuldade, 3.701.790 pessoas (1,94% dos brasileiros);
- Alguma dificuldade, 8.831.723 pessoas (4,63% dos brasileiros).

Classificado como tecnologia assistiva está o emprego de cadeiras de rodas, equipamento que auxilia pessoas com dificuldade de locomoção a se deslocarem nos espaços do seu cotidiano. Usuários de cadeiras de rodas são chamados de cadeirantes e usam o dispositivo para melhorar sua independência, qualidade de vida e autoestima.

Os tipos tradicionais de cadeiras de rodas motorizadas são compostas de peças adaptadas de outras aplicações, tais como baterias veiculares (carros e motos), suspensões de motocicletas e bicicletas, entre outros. Usuários de cadeiras motorizadas comuns, em geral, não dispõem de opções para o impulsionamento manual da cadeira (pelo esforço muscular do cadeirante), diminuindo o gasto energético do cadeirantes (uma das formas de gasto energético é justamente o impulsionamento da cadeira). Portanto, a independência do cadeirante é limitada à durabilidade da bateria de sua cadeira, exigindo da pessoa um planejamento de seus trajetos diários [Alvarenga, 2002].

Segundo Li, et al., 1997, manter uma postura equilibrada e ereta quando se viaja em uma inclinação lateral (que causa uma rotação em torno do eixo longitudinal na cadeira de rodas) pode ser difícil para alguém sem força muscular no tronco adequada, como aqueles que usam cadeiras de rodas. Para tanto, os recentes desenvolvimentos de cadeiras de rodas valem-se das tecnologias de controle por giroscópios e acelerômetros e dispensam o uso de rodas do tipo *castors* (rodas pivotadas) [Nakamura & Murakami, 2011, Ahmad & Tokhi, 2008]. Adicionalmente Su, et al., 2015, afirmam que choques e vibrações podem fadigar os cadeirantes, alterando suas condições físicas.

Com o invento do veículo “Segway<sup>®</sup>” na década de 1990, ocorreu uma modificação significativa no conforto no deslocamento em cadeiras de rodas. Cadeiras de rodas autoequilibrantes, como o veículo “Segway<sup>®</sup>”, usam o controle de estabilidade para o

movimento de arfagem por meio da metodologia de controle do pêndulo invertido. O uso de sistemas de suspensões semiativas e ativas em cadeiras de rodas foi objeto de estudo nas décadas de 1990 e 2000, com propostas de adaptações dos sistemas comerciais usados em automóveis e motocicletas. Porém, esses desenvolvimentos esbarram em problemas de adaptação de sistemas desenvolvidos para outros fins. O equacionamento e desenvolvimento de sistemas de equilíbrio lateral apresentaram um aumento de publicações durante a metade da década de 2000, com a popularização do desenvolvimento de motocicletas equilibradas por giroscópios mecânicos, robôs bípedes e quadrúpedes. As demais propostas se deram no uso de materiais e componentes com melhor desempenho (assentos, estrutura, elementos de máquina, entre outros) [Kim et al, 2011; Ahmad & Tokhi, 2008; Nakamura & Murakami, 2011].

Recentemente, plataformas robóticas de equilíbrio pendular têm sido desenvolvidas com aplicação em diversas áreas, sendo o desenvolvimento de cadeiras de rodas uma das principais aplicações [Kim et al., 2011; Ahmad & Tokhi, 2008; Nakamura & Murakami, 2011]. Muitas pesquisas têm sido realizadas para melhoria e adaptação de cadeiras de rodas ao ambiente e às características de pilotagem dos cadeirantes, como, por exemplo, as de Nakamura & Murakami, 2011, Seki, et al., 2005, Li, et al., 2005, Kang, et al., 2011, entre outros. Nakamura & Murakami, 2011, desenvolveram um sistema de controle de estabilidade para cadeiras de rodas baseado no distúrbio do ângulo de inclinação frontal, ou seja, usam a variação do ângulo de arfagem como entrada do sistema de controle. Seki, et al., 2005, propuseram um método de controle para cadeiras de rodas em deslocamentos curvos baseado no balanceamento de torque assistido (para cadeiras de rodas com movimento assistido). Li, et al., (2005) desenvolveram um sistema de controle para evitar o tombamento traseiro de cadeiras de rodas com “*castors*”. Kang, et al., 2011, desenvolveram um algoritmo de controle de condução para a manobrabilidade, estabilidade de rolagem e prevenção de tombamento sob rolagem de veículos elétricos com tração nas quatro rodas com motorização independente entre as rodas traseiras e dianteiras. No entanto, conforme busca bibliográfica apresentada no capítulo 2, não foram encontrados documentos com o desenvolvimento de cadeiras de rodas com o uso de atuadores para realizar o equilíbrio e o nivelamento frontal e lateral. Também não foi encontrado desenvolvimento que melhore o conforto e a postura de cadeirantes em deslocamentos em superfícies inclinadas, tão pouco, desenvolva estratégias para a prevenção de acidentes com tombamento lateral e frontal de cadeiras de rodas por meio do uso de atuadores lineares.

## **1.1 Objetivos do trabalho**

### **1.1.1 Objetivo geral**

O objetivo geral deste trabalho é o desenvolvimento de um sistema de controle de ângulos de arfagem e rolagem com intuito de aplicar em cadeiras de rodas motorizadas.

### **1.1.2 Objetivos específicos**

Para alcançar o objetivo proposto se fazem necessários os seguintes objetivos específicos:

- a) Desenvolvimento de um simulador de controle de inclinação lateral e frontal;
- b) Desenvolvimento de um protótipo de testes de controle de inclinação lateral e frontal;
- c) Propor um modelo para diminuir a inclinação de cadeiras de rodas, por meio do uso de sistemas de medição de inclinação e atuadores.

## **1.2 Justificativas**

O desenvolvimento de tecnologias na área da saúde tem avançado nos últimos anos, incluso o desenvolvimento de tecnologias de reabilitação. Contudo, o custo dessas tecnologias constitui-se em um impeditivo para a vasta população que necessita de Tecnologias Assistivas para locomoção. Portanto, a cadeira de rodas ainda deve ser o principal meio de locomoção para cadeirantes. A estabilidade lateral de cadeiras de rodas é dada principalmente pela modificação mecânica do ângulo de cambagem das rodas, o que geralmente não pode ser feito de forma adaptativa às necessidades de um deslocamento em uma via pública, por exemplo.

Até o momento não se encontrou um modelo matemático desenvolvido para cadeiras de rodas que permita o controle de nivelamento lateral e frontal usando atuadores lineares com o intuito de equilibrar e estabilizar o deslocamento do cadeirante. Uma busca de artigos científicos realizada na base de dados do Instituto dos Engenheiros Eletricistas e Eletrônicos dos EUA (IEEE) em 17 de fevereiro de 2015, por meio de seu mecanismo online de pesquisa *IEEExplore* (<http://ieeexplore.ieee.org/search/advsearch.jsp>): não resultou em obtenção de um

artigo com estas informações. Verificou-se que desde 1970 até o presente, foram publicados 2199 trabalhos contendo em seu título ou palavras-chave o termo “*wheelchair*”, sendo encontrados 15 trabalhos entre os 1707 contendo a palavra “*tip*”, 19 trabalhos com o termo “*over roll*”. Com o termo “*wheelchair*” e o refino da pesquisa com o termo “*inverted pendulum*”, foram encontrados 26 trabalhos, porém nenhum desses abordou a estabilidade lateral para veículos de duas rodas. Com o termo “*self levelling*” em 23 de março de 2015, foram encontrados 9.948 resultados, porém com o refinamento usando o termo “*wheelchair*”, foram encontrados 6 resultados, mas sem aplicações em estabilidade lateral. Em outra base de dados de larga utilização, a *SciVerse-Scopus* (<http://www.scopus.com/home.url>), uma busca pelos mesmos termos resultou em outros 23949 trabalhos e 3 capítulos de livros com o termo “*Assistive technology*”. Na maioria dos casos, no entanto, estes trabalhos objetivam o controle de equilíbrio longitudinal e a acuracidade da trajetória, dando-se pouca relevância ao tema específico da estabilidade lateral em cadeiras de rodas.

### **1.3 Escopo**

Conforme mostraram os resultados da busca bibliográfica, o desenvolvimento de veículos autonivelantes e seus sistemas de equilíbrio requerem maior número de estudos para que sejam conhecidos seus principais parâmetros de controle e recomendações de projeto. Assim, para contribuir com o desenvolvimento na área, neste trabalho serão estudados os sistemas de equilíbrio de nivelamento lateral e frontal de cadeiras de rodas. Serão estudados o modelamento dos equilíbrios de arfagem e rolagem, e o projeto e desenvolvimento de um sistema de testes por controle numérico e um protótipo para teste de controle de arfagem e rolagem para o nivelamento da cadeira.

## **2 ESTADO DA ARTE**

Para uma melhor compreensão deste capítulo, primeiramente é apresentada uma breve descrição de um exemplo clássico de cadeiras de rodas manuais e motorizadas, seguido de um detalhamento dos seus componentes e funções. A revisão bibliográfica sobre cadeiras de rodas manuais é incluída neste trabalho pela similaridade de ajustes, componentes e esforços entre as cadeiras de rodas manuais e motorizadas. Será apresentado também um veículo de três rodas com controle de equilíbrio e estabilidade destinado ao uso em terrenos acidentados. Concluindo o capítulo serão referenciados alguns diferentes tipos e técnicas aplicadas ao controle de veículos elétricos que usam um sistema de giroscópios e acelerômetros para o equilíbrio frontal de cadeiras de rodas.

### **2.1 Histórico e classificação de cadeiras de rodas**

A imagem mais antiga conhecida de uma cadeira de rodas é a desenhada em um sarcófago chinês, do século VI [Silva, 2007]. No século XVI, o rei da Espanha Filipe II usou uma cadeira de rodas, com braços e suportes móveis, quatro rodas pequenas, com encosto reclinável, apoio para as pernas e um estribo. No século XVIII, foi desenvolvido um projeto muito parecido com o atual, que possuía duas rodas frontais de grandes diâmetros e uma roda traseira [Freitas, 1997]. Em 1932 dois engenheiros, sendo um deles paraplégico, projetaram a primeira cadeira de rodas com armação dobrável, na década de 1950, esses mesmos engenheiros desenvolveram a primeira cadeira de rodas motorizada [Alvarenga, 2002].

A classificação geral para cadeiras de rodas leva em conta o tipo de acionamento, sendo divididas em acionamento manual e acionamento elétrico [Cooper et al, 1998]. Porém, com a implantação das cadeiras de rodas com movimento assistido, para este trabalho será considerada a divisão em cadeiras de rodas manuais, cadeiras de rodas motorizadas, cadeiras de rodas assistidas e cadeiras de rodas autoequilibrantes.

A cadeira tradicional de acionamento manual foi desenvolvida para que o cadeirante possa fazer seu acionamento com as duas mãos por meio de aros adicionados às rodas maiores [Silva, 2007]. As cadeiras de rodas são adaptadas para o uso dos cadeirantes de acordo com suas necessidades e capacidades. Para pessoas com mobilidade nos membros superiores, pode-se usar cadeiras sem motorização. Contudo, essas pessoas necessitam de capacidade

física para que possam se deslocar livremente em superfícies planas (dentro de edificações, por exemplo), superfícies inclinadas (rampas e ruas) e no deslocamento em superfícies irregulares (realidade da maioria das vias e calçadas no Brasil).

Cadeiras de rodas motorizadas tradicionais têm seu deslocamento realizado por meio de torque fornecido por motores elétricos e utilizam como forma de controle de direção um *joystick* que regula a velocidade dos motores de forma individual, fazendo curvas pela diferença de torque aplicado em cada roda. Uma limitação das cadeiras de rodas e de veículos elétricos em geral é a capacidade de armazenamento de energia, necessitando de uma adequada programação da recarga das baterias e sua manutenção [Ding e Cooper, 2005]. Os tipos básicos de modelos de cadeiras encontrados no mercado, são descritos na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Tipos e características gerais de cadeiras de rodas.

<b>Tipo de cadeira de rodas</b>		<b>Descrição</b>
<b>Manual</b>	<b>Tradicional</b>	Podem possuir três ou quatro rodas, seu acionamento é realizado pela imposição manual de torque nas hastes das rodas. O controle de direção é feito pela diferença de torque aplicado às rodas de forma manual [Cooper et al, 1998].
	<b>Assistida</b>	Estrutura e acionamento igual ao da cadeira de rodas manual, porém, com uma “ajuda” ou “assistência” ao movimento fornecido por um motor acoplado a cada roda traseira [Cooper, 2002].
<b>Motorizada</b>	<b>Tradicional</b>	Possuem quatro rodas, duas com motores acoplados independentemente, geralmente posicionados na parte traseira. A direção é controlada pela diferença de velocidade dos motores, usando um <i>joystick</i> para guiar a direção [Becker, 2000].
	<b>Autoequilibrante Tradicional</b>	Possuem duas rodas com eixo coaxial, com um motor independente acoplado a cada roda. A direção é controlada por uma haste que comanda uma diferença de torque nas rodas e o avanço é dado pela inclinação da cadeira para frente ou para trás [Ahmad & Tokhi, 2008].
	<b>Autoequilibrante com joystick</b>	Estrutura igual ao da cadeira de rodas autoequilibrantes tradicional, mas com os comandos de direção e avanço controlados por <i>joystick</i> [Ding & Cooper, 2005].

Cadeirantes que possuem movimento de tronco adequado (força e mobilidade) e dos membros superiores podem ser habilitados para a condução de cadeiras de rodas manuais e buscar certa independência de movimentação. Porém, este tipo de veículo requer preparo físico adequado para fazer uso de vias públicas e acessos de prédios por meio de rampas

[Silva, 2011]. Muitos cadeirantes optam pelo uso de cadeiras de rodas motorizadas como forma de melhoria e conforto em seus deslocamentos. Os cadeirantes que escolhem a troca de cadeiras de rodas manuais por cadeiras motorizadas perdem a principal forma de exercício realizado diariamente e podem ter aumento de peso corporal [Lombardi, 2002].

Em cadeiras de rodas assistidas, os motores são acoplados às rodas, e os referidos motores fornecem parte da energia necessária ao movimento. As rodas com motores substituem as rodas originais das cadeiras manuais e seu acionamento é feito pela combinação do torque fornecido pelos motores e pelo manuseio dos aros acoplados às rodas com motores [Nomura & Murakami, 2010]. A Tabela 2.2 mostra a diferença entre as potências necessárias para o deslocamento com uma cadeira de rodas comum e outra com sistema de assistência ao movimento.

Tabela 2.2 - Resumo da diminuição dos esforços com a utilização de cadeiras de rodas assistidas.

	Potência total	Potência do usuário	Demanda Fisiológica	Rendimento Mecânico
Cadeira manual	15 W	15 W	186 W	8%
Yamaha JWII*	21 W	7 W	126 W	17%

\*sistema de motorização adaptado à cadeira de rodas fornecida pela marca Yamaha. [Lombardi, 2002]

Segundo Lombardi, 2002, o uso da capacidade muscular do cadeirante é a principal vantagem das cadeiras com movimento assistido. O manuseio auxiliar da cadeira de rodas evita a atrofia muscular e melhora o desenvolvimento global principalmente em crianças, que podem tornar-se mais independentes.

## 2.2 Parâmetros importantes de uma cadeira de rodas

O conceito da cadeira de rodas está estabelecido há muito tempo, de forma simples e definitiva. As versões atuais das cadeiras de rodas modificaram-se de forma a melhorar a seleção dos componentes, utilizando produtos com melhor desempenho<sup>1</sup>, no entanto, o

---

<sup>1</sup> Neste trabalho, o desempenho da cadeira de rodas refere-se à potência de acionamento. Quanto menor a potência necessária ao deslocamento, melhor o desempenho.

formato tradicional com duas rodas grandes traseiras e as rodas pivotadas na dianteira continuou sem alterações significantes. Uma visão geral de uma cadeira de rodas tradicional é representada na Figura 2.1 [Flickr, 2015]. Essa tem o objetivo de melhoria do conforto do cadeirante e, em alguns casos, objetivo terapêutico, pois podem diminuir comorbidades associadas ao uso de cadeiras de rodas.

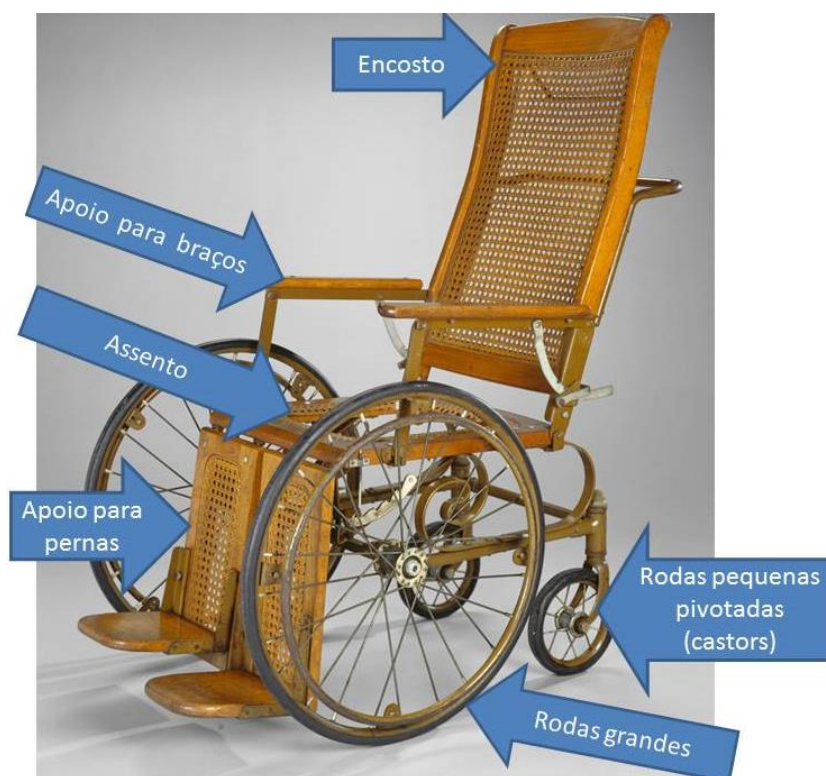


Figura 2.1 - Partes de uma cadeira de rodas manual, adaptado de Flickr, 2015.

As regulagens também alteram os fatores de propulsão, tais como a posição do eixo relativa ao usuário e a cambagem das rodas traseiras. Silva, 2009, afirma que os critérios de decisões para a configuração da cadeira de rodas não estão disponíveis no estado da técnica, já que as decisões são complexas e dependem da interação usuário - cadeira de rodas, entre outros fatores. As cadeiras de rodas devem se adaptar ao usuário, de acordo com suas medidas antropométricas. Essas regulagens são dependentes do tipo de aplicação que o cadeirante fará de seu instrumento de locomoção e dos tipos de vias que o cadeirante necessita percorrer. Algumas cadeiras de rodas podem ser ajustáveis para maior conforto do usuário (comprimento do descanso de perna, altura do encosto, altura do descanso de braço, e largura



das rodas traseiras), e melhor postura (ângulo do assento), como ilustrado na Figura 2.2 [Silva, 2009].

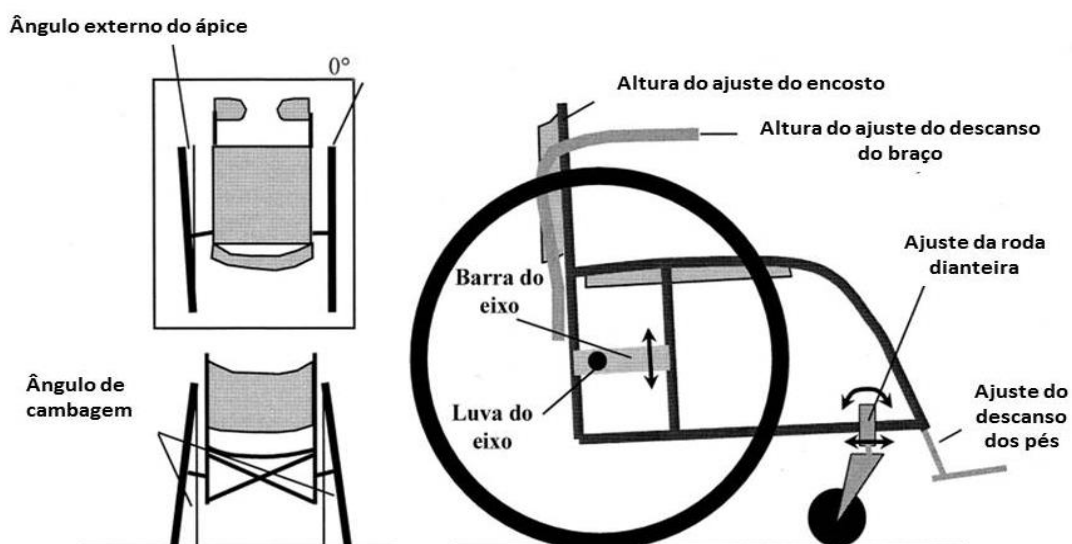


Figura 2.2 - Ilustração dos ajustes da cadeira de rodas manual [Silva, 2009].

### 2.2.1 Rodas pivotadas ou *Castors*

A principal forma de permitir manobras em cadeiras de rodas manuais é por meio do uso de rodas pivotadas também chamadas de *castors*. Pela diferença de força aplicada a cada roda de propulsão, as rodas pivotadas permitem o movimento em qualquer direção, ou seja, o esterçamento sem a necessidade de dispositivos adicionais. A capacidade de locomoção da cadeira é bastante afetada pelo diâmetro destas rodas pivotadas. As rodas com diâmetro de 125 mm são destinadas a ambientes internos, com pisos regulares. Caso seja necessário o uso em pisos irregulares, aconselha-se o uso de rodas com diâmetros maiores (acima de 120 mm), para evitar ou diminuir a possibilidade de travamento da roda em obstáculos [Silva, 2007; Becker, 2000; Cooper et al., 1998; NBR ISO 6040, 2002].

As rodas pivotadas são a principal causa do surgimento de vibrações e limitam a circulação das cadeiras [Nakamura & Murakami, 2011]. Isto se deve ao fato de o diâmetro ser pequeno, o que reflete na facilidade de imitar as ondulações da pista, como o exemplo da Figura 2.3, que ilustra a diferença de comportamento entre as rodas com diâmetros pequenos

e grandes, evidenciando as vantagens do emprego de rodas com diâmetros maiores em veículos.

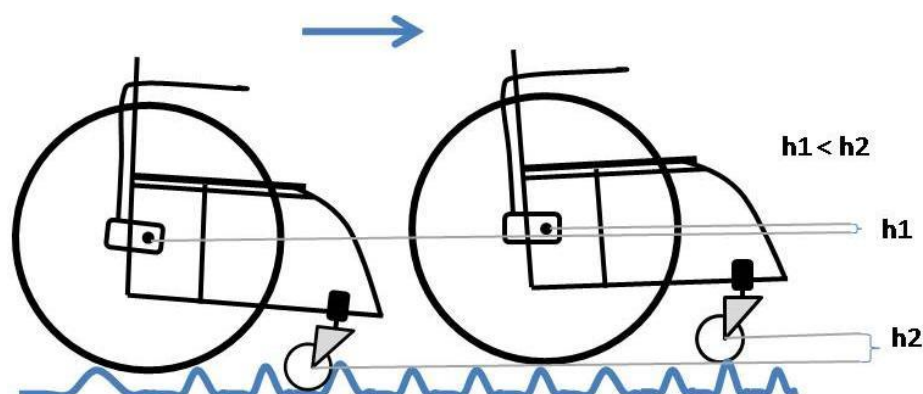


Figura 2.3 - Diferença entre o deslocamento das rodas traseiras com maior diâmetro e os *castors*.

O projeto da cadeira de rodas pode influir em seu desempenho (gasto energético) devido a vários fatores. O diâmetro das rodas, por exemplo, tem um efeito significativo na resistência ao rolamento, pode-se afirmar que é inversamente proporcional ao diâmetro. Outros fatores influentes na resistência ao rolamento e na facilidade de manuseio da cadeira de rodas são a estrutura e o material do pneu [Becker, 2000].

Diversos produtos e tecnologias foram desenvolvidos visando a melhoria da qualidade de vida das pessoas com deficiência, porém alguns fatores importantes para o desenvolvimento destes equipamentos não são, geralmente, considerados no projeto, como o comportamento dinâmico [Silva, 2007; Becker, 2000; Cooper 1998].

O uso de valores altos da distância entre o eixo de giro de pivotamento da roda e o eixo da roda pivotada da cadeira de rodas (acima de 100 mm) reduz a probabilidade do fenômeno chamado de “*shimmy*”. O *shimmy* é uma vibração que pode ocorrer com as rodas dianteiras de um veículo. Este fenômeno pode ser tão intenso a ponto de causar a parada brusca da cadeira de rodas, podendo derrubar o cadeirante de sua cadeira [Becker, 2000]. Outros fatores também influenciam no *shimmy*, como o alinhamento das rodas e o peso total (cadeira e cadeirante).

Segundo Wolf, et al., 2004, a exposição prolongada a vibrações pode causar respostas fisiológicas prejudiciais em áreas do corpo, tais como o sistema cardiovascular, o sistema musculoesquelético e o sistema nervoso central. Vibrações transmitidas ao corpo do cadeirante devem ser minimizadas para reduzir a vulnerabilidade às lesões secundárias, como dor lombar e degeneração de disco, entre outras [Cooper, et al. 1998].

Apesar da importância do estudo e controle da exposição do corpo dos cadeirantes a vibrações, para efeitos desta tese, esses fenômenos não serão considerados no desenvolvimento do controle de arfagem e rolagem.

### **2.2.2 Acionamento da cadeira de rodas manual**

A força necessária para impulsionar uma cadeira de rodas a uma velocidade constante (aproximadamente 1 m/s), em terreno plano, depende do atrito nos cubos de roda, da resistência do ar e da resistência ao rolamento da roda (a resistência que ocorre durante a deformação do pneu sobre a superfície do solo). Assim, a força necessária para acionar uma cadeira de rodas é igual ao somatório da força de resistência ao rolamento, da resistência ao movimento imposto pelo vento e da inclinação da pista de deslocamento da cadeira de rodas. Se a resistência de rolamento de uma cadeira de rodas é muito elevada, o gasto energético será maior. Superfícies macias, tais como tapetes, também dificultam a propulsão devido ao aumento da resistência ao rolamento. A resistência à manobra, no início de uma curva é maior quando os rodízios não estão alinhados com o círculo de manobra. Pequenos obstáculos, tais como bordas de tapetes ou desalinhados em pisos, podem impedir o movimento da cadeira de rodas, como risco potencial de o ocupante sofrer um acidente. A força horizontal necessária para as rodas da frente de uma cadeira de rodas transporem esses pequenos obstáculos pode impedir ou dificultar seu movimento [Becker, 2000; Silva 2007; Silva, 2009]. A potência de acionamento da cadeira de rodas é influenciada por quatro fatores principais, segundo Becker, 2000:

- Superfície onde a cadeira de rodas irá se movimentar;
- Presença de vento;
- Inclinação da pista;
- Resistência ao rolamento das rodas.

Segundo Silva, 2007, o projeto da cadeira de rodas também influi em seu desempenho (gasto energético para deslocamentos). Por exemplo, alguns tipos de rodas são indicados para pisos pavimentados, porém, não são para outros tipos de substrato, como areia, podendo travar a cadeira de rodas nesta situação. O diâmetro das rodas é significativo na resistência ao rolamento, sendo maior em rodas menores [Silva, 2007].

Os principais fatores que influenciam na potência que o cadeirante fornece ao acionamento manual são [Silva, 2007; Mason, 2011]:

- Grau de comprometimento motor dos membros superiores do usuário;
- Posicionamento do usuário no veículo;
- Idade do usuário;
- Seu estado de fadiga;
- Características construtivas da cadeira;
- Características da pista.

A força necessária ao deslocamento de uma cadeira de rodas em uma pista lisa e rígida pode variar entre 6 N e 40 N. Para deslocamento com vento, este pode impor força de resistência ao movimento de 12 N, para uma velocidade do vento de aproximadamente 5,55 m/s [Silva 2007]. Segundo Becker, 2000, quando a velocidade do vento duplica, a resistência imposta por este quadruplica. Ainda, segundo o autor, para uma cadeira com um cadeirante em que a soma da massa de ambos seja 100 kg, deslocando-se em uma pista rígida e com inclinação de 12%, com vento de 3,33 m/s, a força necessária ao deslocamento é aproximadamente 100 N. Caso esse deslocamento esteja sendo feito a 1 m/s, a potência necessária é aproximadamente 100 W.

### **2.2.3 Ângulo de esterçamento**

Em velocidades baixas (menores que 0,16 m/s segundo Gillespie, 1992) a cadeira de rodas gira em torno do seu eixo de manobra, o qual é determinado pelo tipo de movimento que o cadeirante programa para sua cadeira. Este movimento compõe um arco de circunferência sobre o ponto estabelecido por uma projeção dos eixos dianteiros que cruzam uma projeção do eixo traseiro (princípio de Ackerman, Gillespie, 1992). Este ângulo de esterçamento descrito pelo movimento da cadeira é modificado pela velocidade da cadeira. Quando a velocidade aumenta, o centro real da curva se move devido ao ângulo de escorregamento dos pneus [Silva, 2007; Silva 2009, Silva 2011].

Cadeiras de rodas autoequilibrantes ou sem rodas do tipo *castor* podem facilitar a manobra em ambientes com pouco espaço, pois diminuem o raio de curvatura de manobras, principalmente em baixas velocidades. Pelo fato do centro de giro estar posicionado na linha

média que liga o eixo das duas rodas, o raio mínimo de manobra equivale a aproximadamente a metade da largura da cadeira de rodas [Kawamura & Murakami, 2011].

#### 2.2.4 Resistência ao rolamento da roda

Como já descrito nas sessões anteriores, existem forças que influenciam o movimento da cadeira de rodas, tais como o atrito nos cubos de roda, a resistência do ar e a resistência ao rolamento. A resistência ao rolamento atua de forma intensa em velocidades baixas [Gillespie, 1992; Silva, 2007; Silva 2009; Silva 2011]. Essa força de resistência ao movimento inicia quando a roda começa a girar, pois ocorre uma deformação na área de contato. Parte da energia destinada ao movimento é gasta com a deformação do pneu, conforme a ilustração da Figura 2.4. Parte da energia empregada na deformação do pneu é dissipada pelo amortecimento interno do material do pneu, sendo a energia restante devolvida ao movimento. A energia dissipada durante o processo de deformação é a causa da resistência ao rolamento.

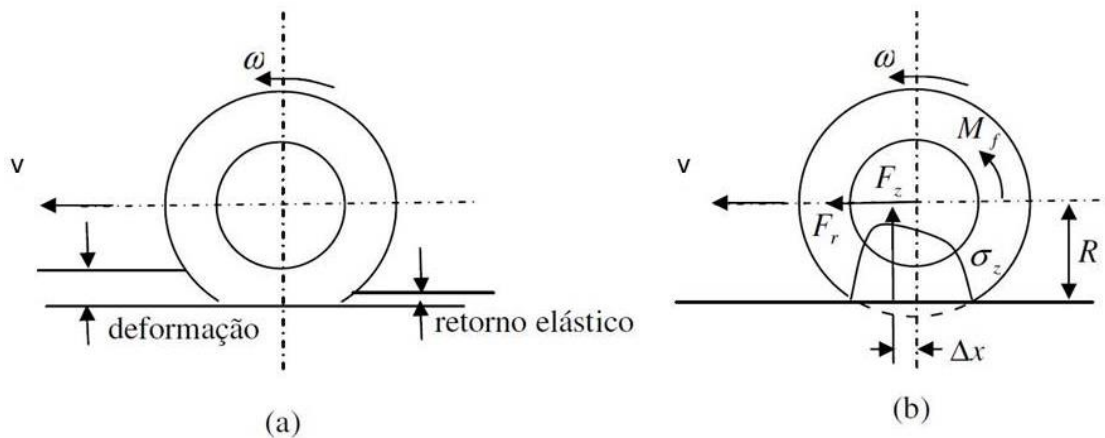


Figura 2.4 - Representação da resistência ao rolamento em baixa velocidade. (a) deformação e retorno elástico em pista rígida; (b) Distribuição de forças e pressão na região de contato da roda com a pista [Silva, 2007].

A resistência ao rolamento pode ser definida por pelo menos sete mecanismos diferentes [Gillespie, 1992]:

- Dissipação de energia devido à deformação por deflexão da lateral do pneu na região da área de contato;
- Dissipação de energia devido à deformação por deflexão dos elementos da banda de rodagem do pneu;

- Aderência na área de contato;
- Deslizamento dos pneus nas direções longitudinal e lateral;
- Deformação por deflexão da superfície da pista;
- Movimentação dos fluidos dentro e fora dos pneus;
- Dissipação de energia em solavancos.

Apesar da importância dos efeitos deste fenômeno na dinâmica vertical das cadeiras de rodas, devido à natureza não linear dos esforços ocasionados pela resistência ao rolamento, esses efeitos são desconsiderados no modelamento do controle.

### **2.2.5 Cadeiras de rodas motorizadas**

As primeiras cadeiras de rodas motorizadas proviam mobilidade limitada para pessoas com inadequada estrutura dos membros superiores para o uso de cadeiras manuais [Becker, 2000]. A maior parte das cadeiras de rodas motorizadas ainda são limitadas por serem volumosas e pesadas, ineficientes energeticamente. Parte das limitações deste tipo de cadeira de rodas esbarra nas limitações dos sistemas de armazenamento de energia, que em muitos casos é composta de baterias de chumbo-ácido para alimentar os motores elétricos e sistema de controle [Alvarenga, 2002; Reatem, 2013].

A Figura 2.5 mostra um exemplo que representa grande número de cadeiras de rodas motorizadas, onde são constituídas de duas rodas traseiras acionadas por motores elétricos independentes e duas rodas dianteiras pivotadas [Boiadzjiev & Stefanov, 2001]. Para controlar a cadeira de rodas, os comandos do cadeirante são transformados pela interface homem-máquina (IHM) em sinais elétricos que ajustam a velocidade e direção da roda. As demais características, tais como estabilidade e forças de movimento são semelhantes às encontradas nas cadeiras de rodas manuais [Cooper et al., 1998; Becker, 2000; Boiadzjiev & Stefanov, 2001; Alvarenga, 2002, Silva, 2007; Silva, 2009; Silva, 2011].



Figura 2.5 - Exemplo de uma cadeira de rodas motorizada.

### 2.3 Estabilidade de cadeiras de rodas

Para efeitos desse trabalho trata-se de estabilidade como a características dos veículos, principalmente cadeiras de rodas, em manter uma trajetória de maneira que não tombem. Diferencia-se dessa definição a característica de conforto em veículos, que para fins deste trabalho, trata-se do efeito de degradação causado pela energia transmitida ao corpo do cadeirante durante o deslocamento.

Acidentes por falhas e tombamentos são as principais causas de lesões que acompanham os cadeirantes. A maioria das lesões acontece pelo tombamento da cadeira ou pela queda do cadeirante da cadeira de rodas. A cadeira de rodas está mais propensa a tombar quando se desloca por um declive ou quando bate em um obstáculo. As posições dos eixos, ângulo de camber, a posição do usuário e a posição de qualquer massa auxiliar afetam diretamente os ângulos de inclinação das cadeiras de rodas. Contudo, realizando os ajustes adequados na cadeira de rodas (descritos na seção 2.2), pode-se prevenir ou diminuir a possibilidade de tombamentos. A estabilidade da cadeira de rodas, o quadro, as propriedades mecânicas dos materiais usados, a interação com o ambiente e a capacidade de frear são requisitos de projeto para desenvolver uma cadeira de rodas segura [Cooper, 2009].

Convém salientar que, a estabilidade da cadeira de rodas tem um forte caráter subjetivo. Estratégias de equilíbrio durante a condução da cadeira de rodas dependem das noções de velocidade e distribuição de esforços do cadeirante. Um cadeirante com mobilidade do tronco e membros superiores pode ajustar sua cadeira de rodas com menor estabilidade.

Este pode compensar esta instabilidade por meio do deslocamento do corpo para adequação do centro de massa. Para condução de cadeiras de rodas manuais, o cadeirante deve controlar os torques aplicados aos aros da roda para evitar que a cadeira tombe no sentido da arfagem do veículo ou para que consiga empinar a cadeira durante manobras [Cooper, 2009].

Cadeiras com sistema de assistência ao movimento devem ser conduzidas com maior cuidado pelos cadeirantes. Isto se deve à propensão da cadeira tombar pelo torque que ajuda o cadeirante a movimentar seu veículo, podendo causar acidentes [Mason, 2001; Lombardi Junior, 2002; Cooper et al., 2002].

Um ponto a ser observado é que acidentes com cadeiras de rodas podem ser causados por comandos alterados pelo estado emocional do usuário tais como cansaço, irritação, diminuição da capacidade de raciocínio por qualquer motivo, entre outros. O cadeirante com pouca experiência na operação de cadeira de rodas pode errar em sua condução devido à mudança de características da superfície de deslocamento [Koontz et al., 2010]. Além disso, a cadeira de rodas pode perder sua estabilidade devido às mudanças bruscas de inclinação ao longo do caminho e pelo aumento da velocidade durante a condução. A cadeira de rodas tende a virar na direção de escoamento da água em calçadas e acelerar excessivamente quando se desloca em declive ou diminui a aceleração em aclives. Estes problemas podem ser graves para as pessoas com deficiência motora, que não conseguem controlar a cadeira. Em casos que o cadeirante for incapaz de tomar decisões corretas sobre a velocidade da cadeira de rodas, está mais propenso a acidentes [Corfman et al., 2003; Wang, 2009].

Contudo, segundo Wang, 2009, grande parte dos acidentes com cadeiras de rodas motorizadas podem ser diretamente atribuídos ao sistema de controle e características de projeto. Entretanto, segundo Cooper et al., 1998, nem todas as pessoas são capazes de controlar a cadeira de rodas quando ela começa a tombar, pois tal ação corretiva ao tombamento requer uma ação de controle de estabilidade rápida o suficiente para controlar a cadeira. No capítulo 4 é mostrado que o sistema de equilíbrio e nivelamento da cadeira de rodas é instável quando não dispõe de controle de estabilidade e nivelamento.

### **2.3.1 Estabilidade para a arfagem**

A estabilidade de cadeiras de rodas se dá pelos seguintes fatores:

- Projeto da cadeira de rodas;
- Parâmetros ajustados na cadeira;



- Pela capacidade do cadeirante em controlar a cadeira e deslocar seu centro de massa.

Para cadeiras de rodas motorizadas, essas podem ser divididas em duas categorias principais, as cadeiras de rodas motorizadas tradicionais, as quais são projetadas desde a estrutura ao acionamento para serem controladas por meio de motores elétricos; e as cadeiras de rodas com movimento assistido, as quais se valem do auxílio de um motor elétrico para complementar o torque necessário ao movimento, diminuindo o esforço do cadeirante. A localização do centro de massa da cadeira de rodas pode não ser adequada ao uso deste tipo de acionamento, podendo ocasionar tombamento longitudinal da cadeira. Li et al., 2005, utilizaram uma técnica auxiliar para controle de tombamento em cadeiras de rodas assistidas.

Pessoas com deficiências graves e complexas podem achar difícil de dirigir uma cadeira de rodas motorizada em um ambiente confinado ou sob condições adversas, como terrenos escorregadios, irregulares ou com obstáculos. Às vezes, mesmo usuários experientes podem perder o controle de suas cadeiras em condições de condução desse tipo. Para algumas pessoas, aprender de forma segura e eficaz a conduzir uma cadeira de rodas motorizada pode levar horas ou semanas [Cooper et al, 1998].

Para evitar acidentes, pode-se instalar rodas anti-tombamento, que é um sistema escamoteável acoplado na parte inferior traseira da cadeira de rodas motorizada, que têm a função de evitar que a cadeira tombe [Reatem, 2013].

## **2.4 Cadeiras de rodas com sistema autoequilibrantes**

Os transportadores pessoais autoequilibrantes começaram a ser produzidos em larga escala e comercializados a partir de 2002 pela empresa americana Segway®. O desenvolvimento do *Segway® Personal Transporter* (Transportador Pessoal) teve início em 1995, a partir da observação das dificuldades de locomoção de um deficiente físico por vias públicas [Pereira, 2013]. Durante as décadas de 1990 e 2000, foram desenvolvidos diversos sistemas de controle que viabilizaram a estabilização de cadeiras de rodas com sistema autoequilibrantes com duas rodas coaxiais.

Muitos problemas no deslocamento de cadeiras de rodas tradicionais se devem ao travamento e vibrações provocadas pelas rodas menores (rodas pivotadas ou *castors*). Cadeiras de rodas autoequilibrantes são constituídas de duas rodas coaxiais e têm seu

equilíbrio frontal feito pelo controle do torque dos motores acoplado às rodas. São adaptações feitas do veículo elétrico comercial chamado “Segway©” e não possuem rodas pivotadas, conforme mostra a Figura 2.6 [Ggpht, 2011]. Por terem somente rodas com diâmetro grandes, diminuem os problemas acarretados pelo uso de rodas pivotadas [Kawamura & Murakami, 2011].



Figura 2.6 - Cadeira de rodas com o uso do sistema "Segway©" [Ggpht, 2011].

Essas cadeiras são chamadas de “*castorless*” ou cadeiras de rodas sem rodas pivotadas (Figura 2.7 e Figura 2.3) e pode transpor obstáculos maiores e transpor os obstáculos menores com mais facilidade. Alguns estudos foram feitos em cadeiras de rodas com controle de arfagem, tais como a melhoria do desempenho da operação, compensação de deslocamentos por variação do torque nos motores e análise da distorção em percursos pelo monitoramento da rotação das rodas [Miayata, Kaida & Murakami, 2008; Tsai, Wu & Hsueh, 2009; Abeygunawardhana & Murakami, 2006]. Em usos cotidianos, a circulação com cadeiras de rodas com rodas pivotadas não permitem a transposição ou dificultam o “andar” em pistas com obstáculos, tais como tapetes e degraus.

Encontrou-se algumas pesquisas sobre cadeiras de rodas que melhoram a adaptação ao ambiente, onde se prioriza o uso de controle de sistemas autoequilibrantes. Dentre essas pesquisas destaca-se a de Seki, et al., 2005, que desenvolveram um método de controle para cadeiras de rodas em movimento com base no equilíbrio de torque assistido, usando lógica “*fuzzy*”. Centrando-se no problema peculiar do tombamento de cadeiras de rodas assistidas,

Li, 2005, propôs um sistema de controle para evitar o tombamento longitudinal de cadeiras de rodas com movimento assistido.



Figura 2.7 - Cadeira sem rodas pivotadas [Nakamura & Murakami, 2011].

Comum aos trabalhos sobre cadeiras de rodas que melhoram a adaptação ao ambiente, está o uso de um sistema de controle baseado no emprego de sensores para indicação dos estados de inclinações e acelerações. Em geral, por meio de sensores giroscópicos e acelerômetros, o veículo é capaz de perceber variações na posição do veículo, conforme este se inclina tanto para frente quanto para trás. Estes sensores são responsáveis por informar a central de controle sobre as características dinâmicas (em sua maioria, analisam somente as características longitudinais do movimento). Tradicionalmente o deslocamento do veículo é consequência de seu comportamento de autoequilíbrio, ou seja, de sua estabilização dinâmica. Tal controle de avanço, para frente ou para trás, acontece pela reação do sistema que aplica torques aos motores para posicionar a cadeira de rodas na posição vertical.

#### **2.4.1 Estabilidade para o movimento de rolagem**

Um dos problemas enfrentados por cadeirantes é que a maior parte das superfícies exteriores tem construção inclinada para drenagem, assim o cadeirante deve controlar a cadeira de rodas para superar a resistência ao rolamento para impulsionar a cadeira [Silva, 2009].

O deslizamento lateral é produzido pelo torque de virada que é a função do ângulo da inclinação lateral ( $\alpha$ ), o peso do sistema ( $mg$ ), e a distância horizontal de  $cg$  para os eixos traseiros. Ao analisar uma cadeira de rodas, a vista posterior não se diferencia muito de um sistema aplicado a outros tipos de veículos, tais como os automóveis [Silva, 2007; Becker, 2000]. Quando é aplicada uma força lateral  $F$  a uma altura  $h$  sobre um veículo qualquer, como

uma cadeira de rodas, a somatória dos momentos em relação ao eixo T, não deve ser maior que zero para a cadeira não tombar. O eixo de tombamento T (paralelo a x, acima da linha entre os pontos de contato das rodas laterais dianteiras e traseira da mesma lateral), mostrado na Figura 2.8, é o eixo de giro no qual a cadeira poderá tombar.

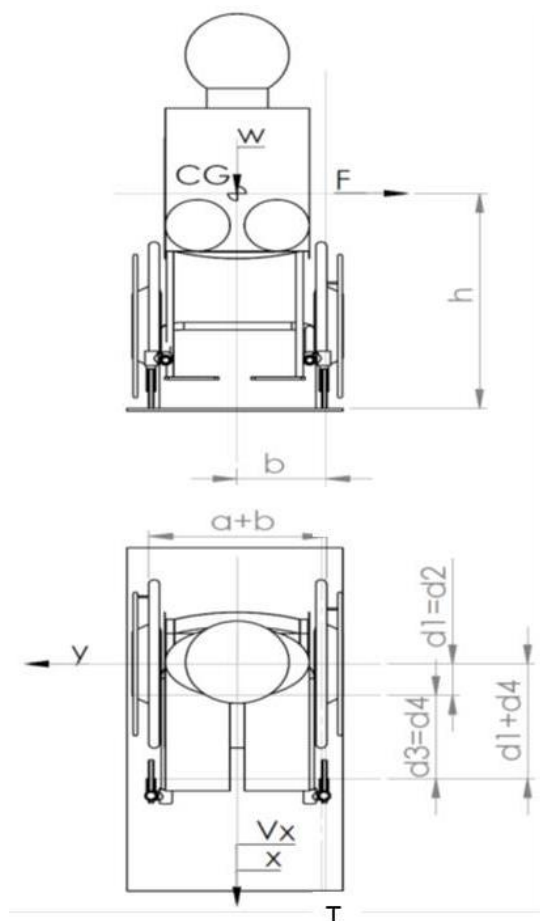


Figura 2.8 - Modelo de estabilidade lateral de uma cadeira de rodas .

As rodas traseiras são normalmente acopladas à estrutura com inclinação de cambagem de três ou 4 graus de cambagem, conforme a Figura 2.9. A cambagem é a inclinação no topo da roda em direção à estrutura, isto é a distância entre os contatos da roda no solo é maior. Quando a largura do contato das rodas traseiras aumenta, o espaço requerido pela mobilidade também tem seu valor acrescido. A combinação do aumento do contato das rodas e a diminuição do braço de alavanca no torque de resistência para manter a direção, contribuem para uma melhor manobrabilidade da cadeira de rodas. Contudo, a estabilidade traseira diminui assim que a manobrabilidade aumenta [Cooper et al., 1998; Frank 2004; Silva, 2009].

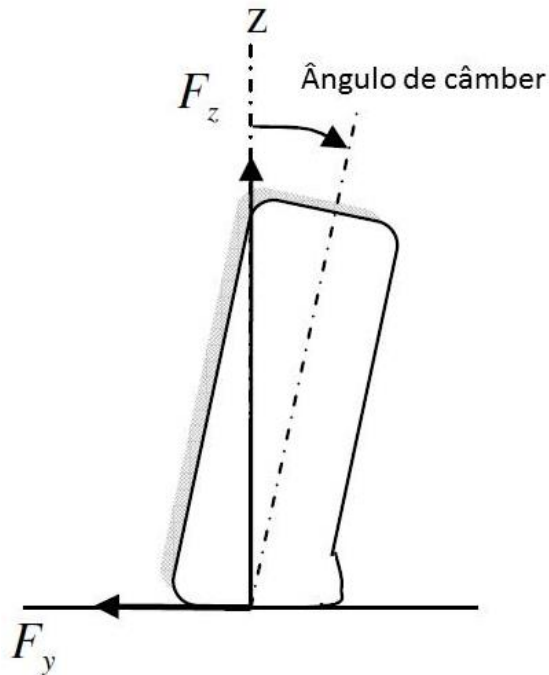


Figura 2.9 - Ângulo de cambagem com inclinação para dentro (com a cadeira de rodas posicionada a direita da figura) [Silva, 2007].

Um ângulo de cambagem diferente de zero produz uma força de cambagem na direção lateral para o lado abaixo da linha central, produzindo outra componente da força lateral. Assim, um ângulo negativo da curvatura aumenta a força lateral. Geralmente, a força lateral produzida pelo ângulo de cambagem é uma função primeiramente da rigidez do pneu, da força vertical e do raio da curvatura. A força resultante da variação do ângulo de cambagem normalmente é menor que a força causada pelo ângulo de escorregamento lateral (causado pelo deslizamento do pneu na pista), assim muitas vezes essa força é negligenciada [Genta, 1997].

Para se obter as equações de movimento da cadeira de rodas e o modelo dinâmico devem se consideradas as seguintes premissas [Becker, 1997]:

- O sistema pode ser tratado como um corpo rígido e simétrico ao longo do eixo longitudinal (eixo x, Figura 2.8);
- A força lateral resultante exercida pelo solo é perpendicular ao plano da roda e age diretamente sobre a projeção do centro da roda;
- O ângulo de escorregamento lateral são pequenos e assumem uma relação linear entre eles e a força de atrito.

Assim, pode-se considerar o movimento do sistema como sendo de corpo rígido no plano X-Y como mostrado na Figura 2.8.

Para que a cadeira de rodas não tombe lateralmente o momento resultante deve manter as rodas apoiadas no chão. Nesta abordagem, os momentos de estabilidade lateral (rolagem) são desacoplados do momento de arfagem com o intuito de facilitar o cálculo do sistema.

#### **2.4.2 Aceleração lateral em curva horizontal**

Quando um veículo qualquer está realizando um movimento curvilíneo, a inércia do movimento linear gera uma aceleração no sentido da continuidade do movimento. Esta referida aceleração lateral pode ser a responsável por deslizamentos laterais ou por tombamentos acidentais. Para tanto, se considera a força longitudinal e as forças induzidas pela aceleração lateral.

#### **2.4.4 Comentário sobre a dinâmica e cinemática das cadeiras de rodas**

Segundo Becker, 1997, a velocidade limite para uma cadeira de rodas mantenha a estabilidade lateral (rolagem) é aumentada com o aumento do raio de curvatura, sendo uma relação proporcional ao valor de “b” (largura da cadeira de rodas, Figura 2.8). Ainda, segundo Lombardi, 2002, concluiu-se que quando a curva é feita em direção a um acento, a velocidade limite pode ser aumentada, caso contrário esta grandeza deve ser diminuída.

Baseado no exposto, a estabilidade lateral (rolagem) da cadeira de rodas é maximizada quando o centro de gravidade é posicionado o mais baixo possível e a distância entre eixos é a maior possível. Contudo, o aumento da distância entre eixos é limitado à ergonomia do acionamento manual da cadeira de rodas e pelas medidas das aberturas de prédios e sistemas de transporte público, além de afetar a manobrabilidade da cadeira de rodas. Adicionalmente, caso seja possível manter o centro de massa em uma posição média centralizada e com altura aproximadamente constante, a velocidade limite pode ser mantida com valores maiores. Essa afirmação pode ser concluída a partir da análise de um controle de ângulo alfa com referência a posição do assento do cadeirante ser mantido com valores baixos (aproximados de zero). Esta afirmativa será evidenciada no decorrer do trabalho.

## **2.5 Estabilidade a rolagem em Cadeiras de rodas motorizadas**

A estabilidade lateral (rolagem) em cadeiras de rodas é necessária para evitar acidentes com pessoas já debilitadas e expostas a várias doenças correlatas. Porém, estudo realizado por Corfman, et al., 2003, sobre acidentes com cadeiras de rodas nos Estados Unidos, relata que ocorrem anualmente uma média de 85.263 eventos graves que exigiram o internamento hospitalar do cadeirante, indicando uma média de 51 mortes causada por acidentes de cadeira de rodas a cada ano. Entre 1973 e 1987, houveram 770 mortes relacionadas com cadeira de rodas, 68,5% dos quais foram atribuídas a quedas e tombamentos. Dentre os 2066 acidentes não fatais entre 1986 e 1990, quedas e tombamentos eram a causa de 73,2% dos eventos. Ainda segundo Corfman, et al., 2003, uma estimativa de 24,6% dos acidentes com cadeiras de rodas envolvem cadeiras motorizadas. O estudo realizado por Corfman reúne dados entre 1973 e 2003, que estão desatualizados em 10 anos, mas que servem para se ter ideia sobre o assunto. Segundo Nakamura & Murakami (2011) o número de cadeirantes está em constante aumento, então se pode concluir que o número de acidentes com cadeirantes ocorridos hoje em dia deve ser maior em valores absolutos do que os resultados apresentados por Corfman, et al. em 2003.

### **2.5.1 Estratégias de controle para estabilidade lateral**

Historicamente o controle de estabilidade lateral em veículos é realizado modificando-se características físicas, tais como a alteração da largura e implementação de suspensões adequadas [Ickowczy, Aoki & Hirose, 2010; Kang, Yoo, Yi, 2011; Cooper, et al., 1998; Becker, 2000; Alvarenga, 2002; Silva, 2007]. Tais suspensões são projetadas com amortecedores e molas com características estáticas específicas a um tipo de terreno e característica de direção. Esse tipo de projeto de suspensão ainda é largamente aplicado em automóveis, porém, desde a década de 1980 foram desenvolvidos sistemas automatizados que modificam as características da suspensão para equilibrar veículos em situações de instabilidade. Como exemplos desses tipos de sistema de controle de estabilidade estão as suspensões ativas, as semiativas, os sistemas de nivelamento da carroceria e o uso de controle de direção [Gillespie, 1992].

Como exemplo de controle desenvolvido para automóveis, tem-se o trabalho de Kang et al., 2011, em que desenvolveram um algoritmo de controle de estabilidade lateral e prevenção de tombamento sob rolagem para veículos elétricos de quatro rodas, usando dois

motores para controlar as rodas dianteira e traseira separadamente. O algoritmo de controle foi desenvolvido em três partes distintas:

- Um sistema de controle supervisorio, responsável pelo modo de controle, a região de controle admissível e as dinâmicas desejadas, tais como a velocidade pretendida e taxa de variação do ângulo de direção do movimento.
- Um controlador de nível superior, que calcula a entrada de força de tração e o momento gerado pela taxa de variação do ângulo de direção do movimento para o controle dinâmico.
- Um controlador de nível inferior que determina os comandos dos atuadores atualizados, tais como, o controle de torque dos motores frontal e traseiro e os torques de frenagem independente.

O sistema de controle supervisorio faz a relação entre a velocidade do veículo e o ângulo de esterçamento máximo para controlar a estabilidade lateral e a prevenção de tombamento sob rolagem. Demonstraram-se a partir de estudos de simulação que a manobrabilidade do veículo, a estabilidade lateral e o desempenho da mitigação de tombamento sob rolagem podem ser significativamente melhorados pelo controlador desenvolvido por Kang, et al., 2011.

Rajamani, et al., 2009, utilizaram um sistema de frenagem diferencial para controlar o ângulo  $\alpha$  (em torno do eixo x, paralelo ao movimento de avanço da cadeia de rodas) para prevenção de tombamento sob rolagem em veículos. Estes autores desenvolveram um método de controle de tombamento lateral por meio da monitoração em tempo real de uma estimativa do ângulo  $\alpha$ . Para tanto, apresentaram um algoritmo para estimar o ângulo  $\alpha$  e o peso do centro de gravidade. Como sensores, utilizaram um sensor de medição de inclinação de baixa frequência e um sistema de observação dinâmica, composto de um acelerômetro lateral e um giroscópio. Seus resultados mostraram a possibilidade do uso deste tipo de algoritmo para a estimação de ângulos de tombamento para deslocamento com curvatura constante, curvas em rampas, entre outros testes.

Ickowczy, et al., 2010, desenvolveram um veículo de três rodas com controle de estabilidade lateral e frontal para uso em terrenos fora de estrada. Para tanto, empregaram um sistema com dois atuadores elétricos, que controlam a movimentação das rodas dianteiras. Para controlar a posição vertical da roda traseira utilizaram um sistema de alavancas acopladas ao movimento das rodas dianteiras, conforme a Figura 2.15.



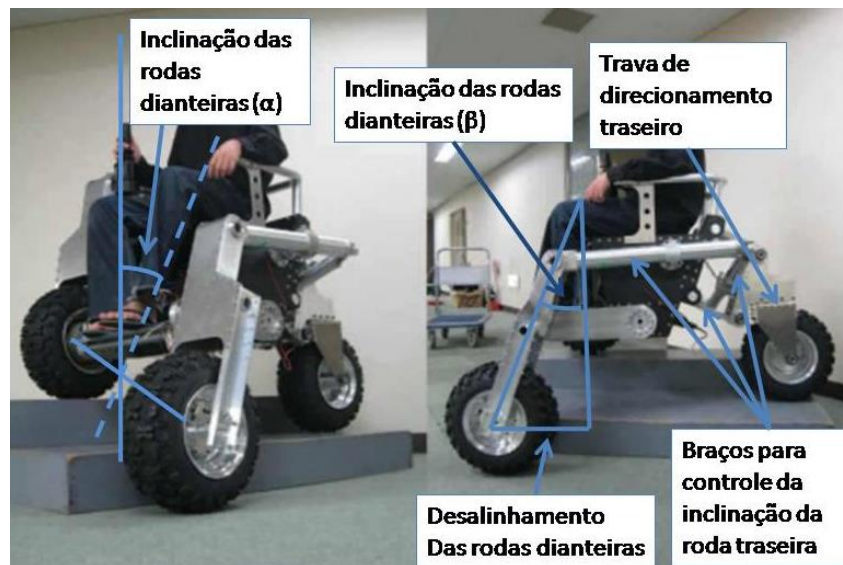


Figura 2.10 - Veículo Falcon III [Adaptado de Ickowzcy, 2010].

Controles de estabilidade por meio de atuadores são pouco aplicados às cadeiras de rodas, em geral suspensões ativas e semiativas são adaptadas de aplicações automotivas, sem considerar as características intrínsecas das cadeiras de rodas. Como exemplo de sistemas de suspensões ativas aplicados às cadeiras de rodas, tem-se o trabalho de Li, Hata & Hori, 1997. Esses autores desenvolveram uma cadeira de rodas com controle ativo da suspensão a partir de um chassi de uma cadeira de rodas motorizada comercial. Já Su, et al., 2015, desenvolveram um projeto de controle de uma suspensão magnética para cadeira de rodas usando lógica *Fuzzy*.

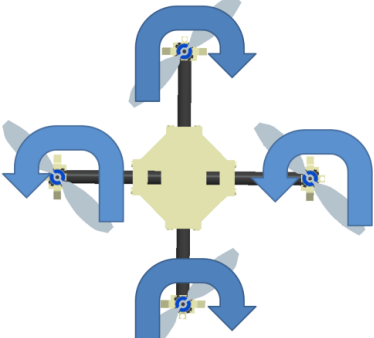
Li, et al., 1997, propuseram o uso de giroscópios e acelerômetros para controle do equilíbrio dinâmico e limitação das vibrações transmitidas ao cadeirante, por meio do uso de atuadores. Movendo o assento e o cadeirante em relação ao chassi da cadeira de rodas conseguiram manter a estabilidade de acordo com a inclinação o terreno em que foram realizados os testes. Os mesmos autores salientaram que qualquer dispositivo que realiza esse tipo de movimento deve satisfazer restrições no que diz respeito à segurança, confiabilidade, custo de produção, consumo de energia e tamanho. Portanto, a análise de confiabilidade dos sistemas que compõem o controle, devem atentar a parâmetros para que evitem falhas de funcionamento no controle dos atuadores.

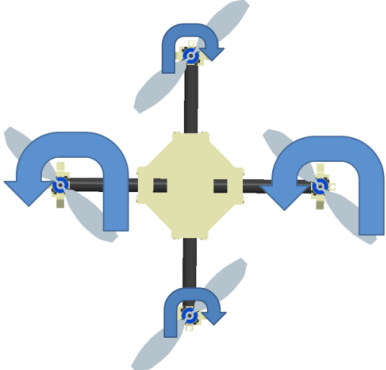
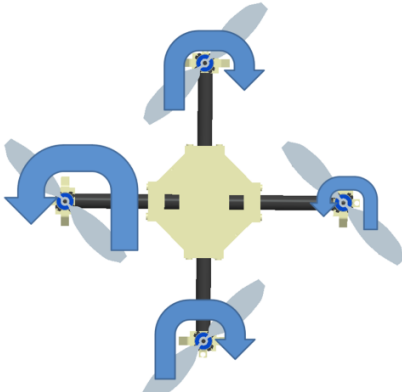
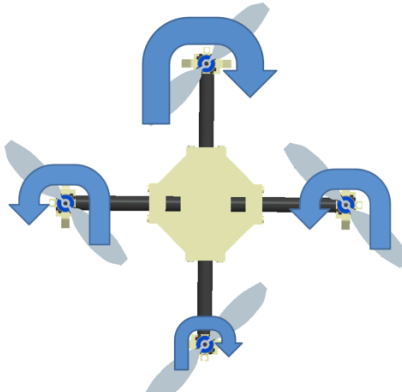
## 2.6 Veículos com sistema de controle de nivelamento similar ao sistema de teste de controle

Outros tipos de veículos que se utilizam de sistemas de controle de nível incluem os veículos aéreos não tripulados (VANT). Tais veículos utilizam diversos tipos de sistemas de estabilização de altura e nível. Entre outros tipos de VANT que utilizam torque diferencial na direção vertical está o quadrimotor. Esse tipo de veículo usa uma metodologia muito próxima à selecionada para solucionar o problema de nivelamento de arfagem e rolagem do sistema de teste de controle, descrito no capítulo 3. Empregando quatro rotores para criar impulso diferencial, o VANT quadrimotor é capaz de pairar e mover-se sem um sistema complexo de controle [Schmidt, 2011]. O quadrimotor é classificado como um sistema sub-atuado, devido ao fato de apenas quatro atuadores (rotores) controlar todos os seis graus de liberdade (*Degrees Off Freedom*, DOF, graus de liberdade). Os quatro atuadores afetam diretamente a translação do eixo z (altura) e rotação em torno de cada um dos três eixos principais (x, y, z). Os outros dois DOF são a translação ao longo dos eixos x e y. Os dois DOF restantes estão acoplados, o que significa que dependem diretamente da orientação geral do veículo (os outros quatro DOF) [Schmidt, 2011; Bouabdallah & Siegwart, 2007 ].

Com esta revisão básica de atitude do VANT quadrimotor, é importante compreender como o quadrimotor é capaz de alterar a saída de impulso de cada atuador para forçar uma mudança em um ou mais dos ângulos de atitude. As imagens da Tabela 2.3 ilustram as possíveis configurações de esforços e o deslocamento angular resultante. Um dos princípios da configuração do quadrimotor ao longo de uma configuração de rotor único é a falta de um rotor anti-torque [Schmidt, 2011].

Tabela 2.3: Exemplos de impulso diferencial de um VANT Quadrimotor [Adaptado de Schmidt, 2011].

	<p><b>Mudança de altitude</b> Quando todos os atuadores tem o mesmo impulso, o VANT manterá o nível constante, supondo um panorama sem perturbação externas, e aumentará ou diminuirá a altitude dependendo do valor impulso real.</p>
---	--

	<p><b>Guinada à direita</b>  Se os atuadores opostos diminuem (que tradicionalmente tem a mesma direção de giro) ou os outros dois atuadores aumentam a rotação, um torque resultará no VANT, resultando numa alteração do ângulo de guinada.</p>
	<p><b>Rolagem para a direita</b>  Se um dos atuadores tem sua rotação diminuída ou aumentada, em relação ao outro atuador no mesmo eixo, um movimento de rolagem irá ocorrer. Neste caso, o VANT rolaria para a direita.</p>
	<p><b>Arfagem</b>  Similar ao eixo de rolagem, se qualquer atuador tem o movimento de giro da hélice alterado, o VANT girará na direção do menor impulso. Neste caso, o nariz do veículo se movimentará para fora da página, devido ao diferencial no eixo de inclinação.</p>

## 2.7 Sensores MEMS

VANTs podem possuir vários sensores, tais como giroscópios, acelerômetros, e barômetros. Um giroscópio mede as mudanças de inclinação, orientação e rotação com base em momento angular.

Sensores são dispositivos que detectam propriedades físicas na natureza e os convertem em valores quantitativos para atuadores e sistemas de controle. Em muitos sistemas de controle, acionamentos são determinados com base em informações providas de sensores. No entanto, estes sistemas podem distorcer a medição de quantidades físicas, pois não conseguem medir ou avaliar tais fenômenos [Son et. al., 2015]. Além disso, a maioria dos

sensores não pode distinguir entre as propriedades físicas normais e ruídos provindos do sistema [Georgia Institute of Technology, 2013].

Para fazer com que os módulos de controle de voo, VANTs de pequeno porte, leves e de baixo custo, usam sistemas giroscópios MEMS (*Micro Electro-Mechanical System*, micro sistema eletromecânico). Giroscópios MEMS são concebidos como pacotes de circuito integrado (IC), sendo que cada projeto tem uma estrutura mecânica única em IC [Georgia Institute of Technology, 2013].

O princípio de funcionamento do sensor giroscópio MEMS é a lei da física conhecida como o efeito Coriolis ou força de Coriolis [Son et. al., 2015, Georgia Institute of Technology, 2013]. O efeito Coriolis é a deflexão de um objeto em movimento de rotação em um referencial. Este efeito só aparece para um observador no mesmo referencial em rotação. Em vista do observador, o movimento do objeto é analisado para ser deformado por uma força fictícia, ou seja, a força de Coriolis. Em outras palavras, quando um objeto está em movimento rotativo, o caminho do objeto em movimento é deformado numa direção diferente da direção do movimento. A Figura 2.11 ilustra o conceito de uma estrutura giroscópio MEMS para um eixo. Para detectar o movimento em relação a um eixo de rotação, tais como do eixo Z, há uma estrutura mecânica chamada uma massa de detecção num giroscópio MEMS. Embora um sensor de massa seja continuamente a vibrar a certa frequência no que diz respeito ao eixo X, a força de Coriolis é aplicado na direção do eixo dos Y como um resultado da rotação do eixo z.

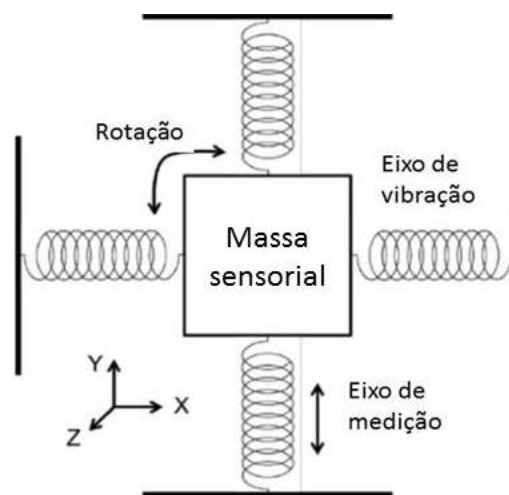


Figura 2.11 - Conceito de estrutura giroscópio MEMS

A quantidade de rotação é proporcional à quantidade de flexão. MEMS giroscópios suportam interfaces digitais, tais como circuitos integrados (Inter-I2Cs) e Serial Interfaces Periféricas (SPIs) que se comunicam com os processadores de sistemas de aplicação. Ao obter informações dos giroscópios que contêm os valores detectados, o microprocessador do sistema pode calcular a rotação. A frequência de amostragem máxima para a leitura dos registros dos giroscópios MEMS varia de algumas centenas a alguns milhares de amostras por segundo [Son et. al., 2015, Georgia Institute of Technology, 2013]. Isto significa que giroscópios não podem sentir e recuperar corretamente a partir de mudanças rápidas em rotação por cima de alguns kHz sem processamento adicional de sinal, de acordo com o teorema da amostragem.

## 2.8 Perfis de pista e acelerações verticais

A definição de conforto e segurança veicular é subjetiva, uma vez que trata da interação do motorista e dos passageiros em relação ao veículo e à pista. Dessa forma, a suspensão tem a função de transmitir o mínimo possível das irregularidades da pista (tais como a rugosidade e as possíveis deformações na superfície) e de melhorar a dirigibilidade do motorista para garantir segurança.

Faheem, 2006, define o fator de conforto como a raiz quadrada da média temporal das acelerações verticais transmitidas ao quadrado. Portanto, a aceleração vertical *rms* serve como parâmetro de análise para fins de conforto. É possível determinar uma zona de perigo onde a saúde humana é comprometida conforme o tempo de exposição a um ambiente de vibração com determinada aceleração vertical [Drehmer, 2012; Malmedahl, 2006]. A norma britânica BS 6841, 1987, utiliza critérios numéricos para relacionar a aceleração *rms* ponderada pela frequência como um indicador de conforto, descrito na Tabela 2.4:

Tabela 2.4 – Escala de desconforto [Drehmer, 2012; BS 6841, 1987; ISO 2631, 1997].

<b>Índice de Desconforto</b>	<b>Escala</b>
Menor do que 0,315 m/s <sup>2</sup>	Confortável
Entre 0,315 m/s <sup>2</sup> a 0,63 m/s <sup>2</sup>	Levemente confortável
Entre 0,5 m/s <sup>2</sup> a 1,0 m/s <sup>2</sup>	Pouco confortável
Entre 0,8 m/s <sup>2</sup> a 1,6 m/s <sup>2</sup>	Desconfortável
Entre 1,25 m/s <sup>2</sup> a 2,5 m/s <sup>2</sup>	Muito desconfortável
Maior do que 2,5 m/s <sup>2</sup>	Extremamente desconfortável

No sentido de avaliar a condição de desconforto, Fai, et al., 2007, realizaram um estudo geral do estado da arte nas pesquisas de modelos veiculares. Os autores reuniram as

causas de possíveis desconfortos, provenientes basicamente do assento do veículo, conforme a Tabela 2.5 a seguir:

Tabela 2.5 - Causas de desconforto no assento [Fai, et al., 2007]

<b>Experiência Humana</b>	<b>Interação Biomecânica</b>	<b>Variáveis de Engenharia</b>	<b>Interação com o Assento</b>
	<b>Efeitos Fisiológicos</b>		<b>Fonte</b>
Dor	Oclusão Circulatória	Pressão de contato entre a pele e o assento	Rigidez do Assento
Dor	Isquemia	Pressão de contato entre a pele e o assento	Rigidez do Assento
Dor	Oclusão Neural	Pressão de contato entre a pele e o assento	Contorno do Assento
Desconforto		Vibração	Dirigibilidade do Veículo
Transpiração	Coração	Porosidade do Material	Estofamento
Percepção	Audição, tato e visão.	Design e Vibração	Custo do Veículo

De um modo geral, a Tabela 2.5 reúne os possíveis efeitos fisiológicos, as variáveis de engenharia e as possíveis fontes para que a exposição dos tecidos corpóreos apresente depreciação e perigo a integridade de usuários de veículos, incluindo os cadeirantes.

### 3 DEFINIÇÃO DO MODELO DA CADEIRA DE RODAS

Nas seções anteriores foram tratados conhecimentos relativos a cadeiras de rodas, veículos com controle de inclinação, sensores de inclinação e conforto em deslocamentos realizados com veículos. Nesta seção será definido um modelo de cadeira de rodas que será a referência para o desenvolvimento do sistema de teste do controle idealizado para ser instalado na referida cadeira de rodas. Salienta-se que nesta seção é mostrada uma cadeira de rodas idealizada que servirá de referência ao sistema de teste do controle. O sistema de teste do controle baseou-se no modelo da cadeira de rodas virtual mostrada neste capítulo.

Com base nas indicações constantes no estado da arte, na disponibilidade de aquisição dos componentes e com o objetivo de identificar interações e definir restrições, optou-se por estudar e desenvolver um sistema de nivelamento de três pontos. Tal decisão se baseou na menor definição de um plano, com o intuito de minimizar o número de atuadores necessários ao nivelamento do assento de uma cadeira de rodas. Para tanto, decidiu-se montar um protótipo virtual da cadeira de rodas com o objetivo de melhor visualizar as possíveis restrições à montagem de um sistema de nivelamento e suas interações com as demais partes componentes do protótipo. O protótipo virtual da cadeira de rodas foi definido com as dimensões e disposição citadas a seguir e visualizadas na Figura 3.1.

A Figura 3.1 mostra um esquema que simplifica a vista frontal e lateral de um chassi de um veículo autonivelante. Essa ilustração tem o intuito de identificar e referenciar os principais parâmetros de solução para a equação de controle. Na Figura 3.2, a cadeira de rodas é apresentada de forma a identificar os elementos que compõem as equações para o cálculo estático e dinâmico do seu comportamento. A base para montar o protótipo de controle de nivelamento é uma cadeira de rodas composta de 3 rodas, sendo 2 rodas dianteiras de grande diâmetro e 1 roda traseira, sendo  $m_1$  e  $m_2$  as massas das rodas esquerda e direita e  $d_3$ ,  $d_2$  e  $d_1$  as distâncias dos centros das rodas ao centro de massa da cadeira. Tal decisão se baseia na vantagem deste tipo de montagem tem em melhorar a capacidade de transpor obstáculos e na melhoria do conforto do cadeirante durante percursos em terrenos acidentados. A principal desvantagem deste tipo de configuração é que a mudança de direção da cadeira de rodas pode ser afetada bruscamente por imperfeições da pista.

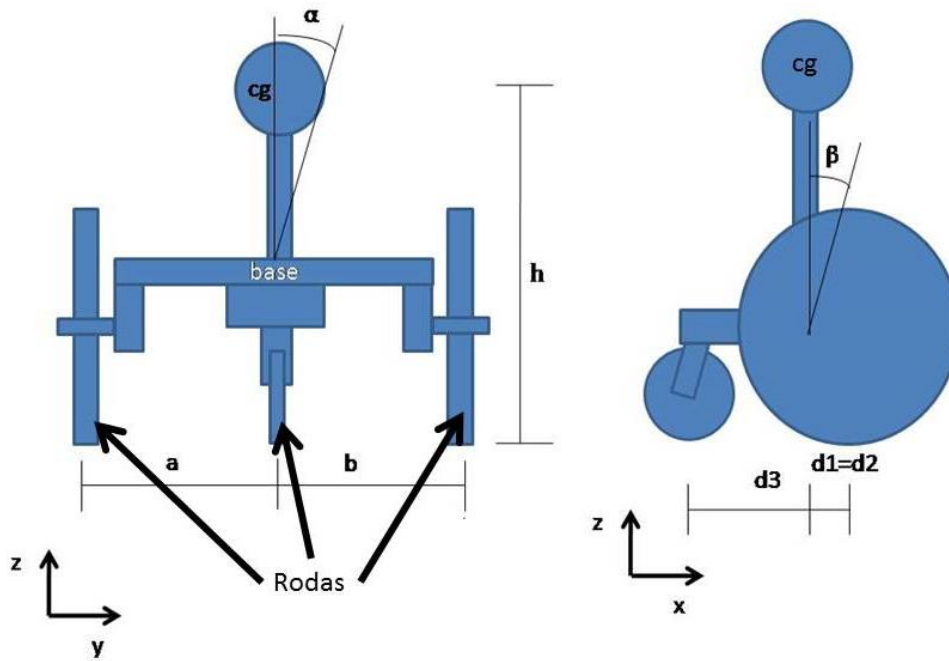


Figura 3.1 - Parâmetros e referências para distribuição de força.

A Figura 3.2 mostra um esquema que simplifica a vista frontal e lateral de um chassi de um veículo autonivelante, sendo  $m_1$  e  $m_2$  as massas das rodas esquerda e direita;  $m_3$  a massa da roda traseira e  $d_3$ ,  $d_2$  e  $d_1$  a distância do centro das rodas ao centro de massa da cadeira.  $\alpha$  e  $\beta$  são os ângulos de inclinação lateral e frontal, respectivamente.  $cg$  é o centro de gravidade da cadeira com o cadeirante. Esta ilustração tem o intuito de identificar e referenciar os principais parâmetros de solução para a equação de controle.

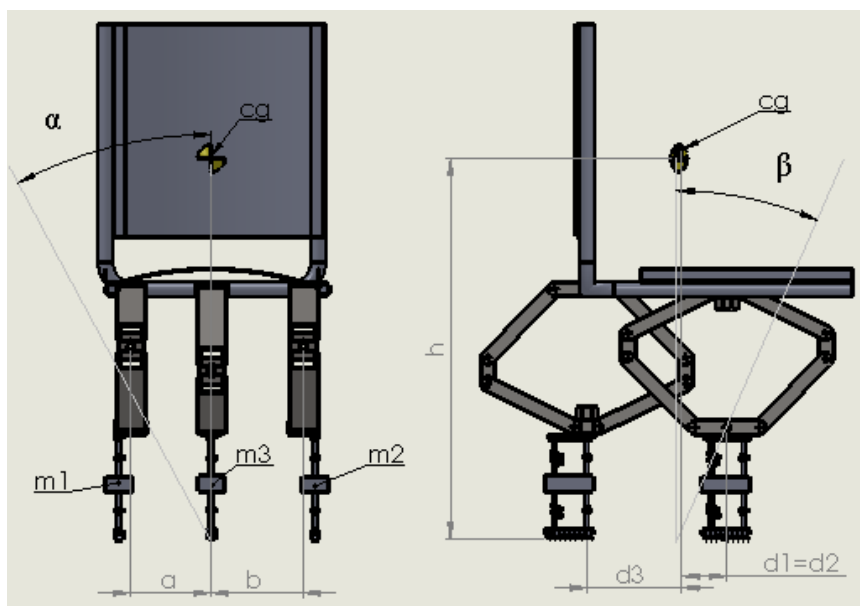


Figura 3.2 - Parâmetros e referências para distribuição de força e movimento.



As rodas dianteiras, apresenta maior diâmetro (aproximadamente 560 mm), enquanto a roda pivotada é montada na parte traseira da cadeira (com diâmetro de 122 mm). As rodas dianteiras serão dotadas de motores elétricos que compõe o cubo da roda (conjunto motor + estrutura da roda), dispensando elementos de transmissão. A cada suporte de roda é montado um atuador linear que faz a modificação da cota  $z_i$  de cada roda, conforme a Figura 3.3.

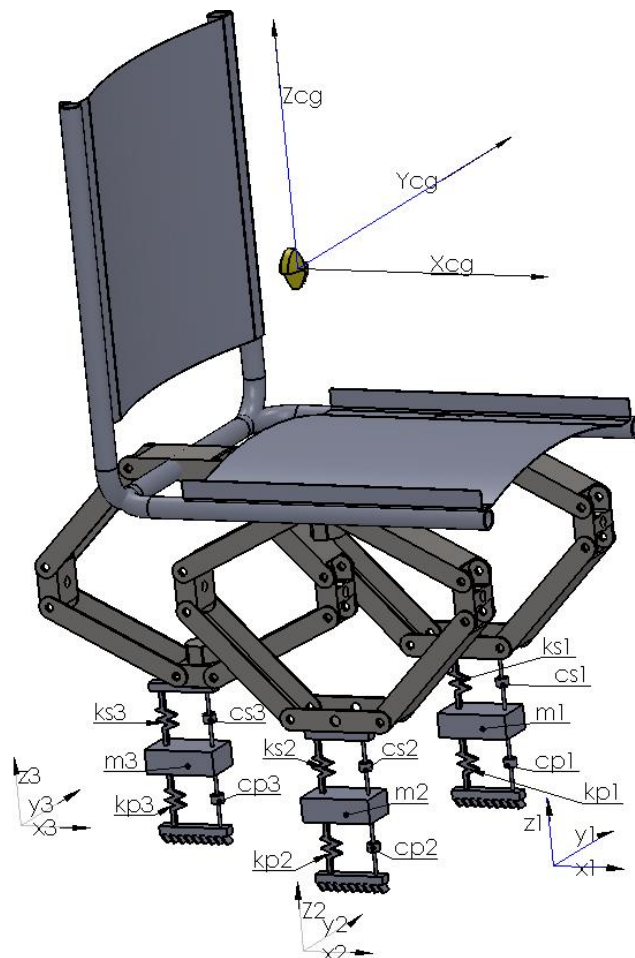


Figura 3.3 – Elementos que compõem a suspensão para fins de equacionamento dinâmico.

Com o intuito de entender melhor os fenômenos que compõem um percurso com variação de inclinação lateral para a cadeira de rodas com nivelamento lateral e longitudinal, um protótipo virtual da cadeira de rodas foi montado em um sistema de CAD. Esse protótipo virtual possibilitou a visualização dos componentes montados na cadeira de rodas e os deslocamentos dos atuadores durante um percurso em que a cadeira sobe uma rampa com apenas duas rodas, conforme mostra a Figura 3.4.

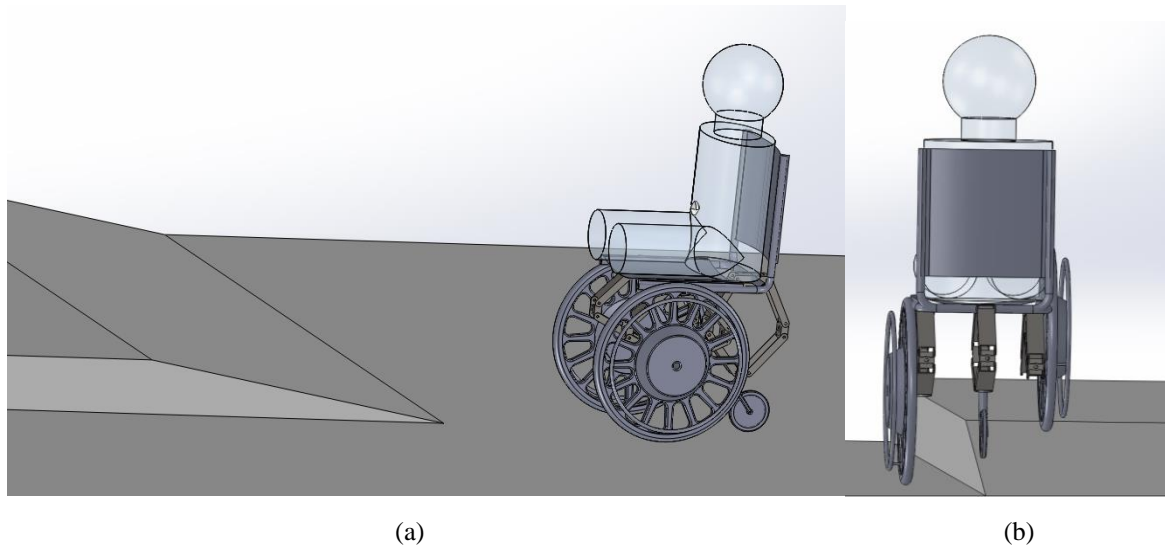


Figura 3.4 – Condição de movimento para a simulação, (a) aproximação do obstáculo, (b) transposição do obstáculo.

Com o objetivo de implementar um controle no modelo proposto da cadeira de rodas, foi idealizado um fluxograma de sinais que controlam a cadeira. O fluxograma da Figura 3.5 mostra o esquema de sinais, onde as entradas de sinais são provindas de dois dispositivos, sendo de um “*joystick*” e de um giroscópio. O *joystick* recebe as informações de direção e aceleração do cadeirante, com o intuito de realizar os percursos de deslocamento da cadeira de rodas. Essas informações são enviadas para a central de controle que as processa e transforma em sinal de torque, direção e velocidade para os controladores dos motores das rodas dianteiras. O sensor giroscópio é o responsável pelas informações de inclinações da cadeira, que envia os sinais para a central que os transforma em comandos para os atuadores lineares das rodas.

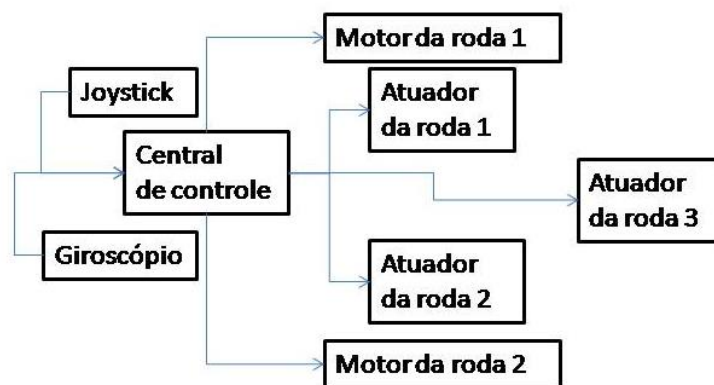


Figura 3.5 - Fluxograma de sinais de comando da cadeira de rodas.

De forma a facilitar o entendimento, a Figura 3.6 mostra o fluxograma dos tipos de informações associadas com cada elemento e de que forma estes sinais são enviados. Os tipos de informações provindos da central de controle devem ser adequados às necessidades dos atuadores. As informações entregues a cada atuador devem ser adequadas para que os movimentos realizados sejam os programados no modelo.

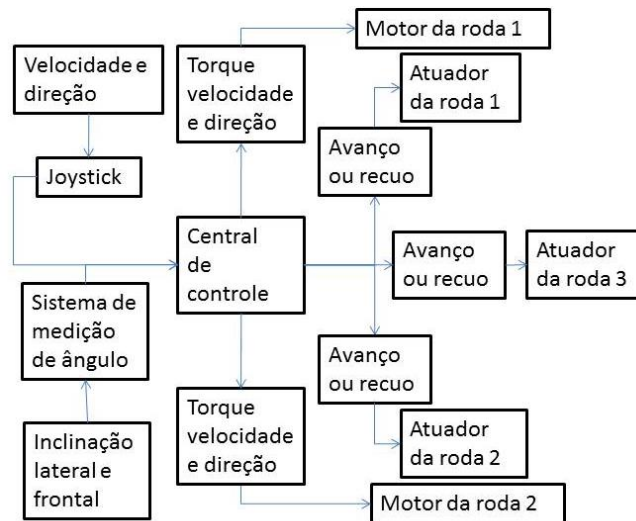


Figura 3.6 - Tipos de informação e fluxo dos sinais.

### 3.1 Equações dinâmicas

O modelo dinâmico é um conjunto de equações diferenciais que descrevem o comportamento dinâmico do sistema. Pode ser obtido de acordo com os princípios físicos envolvidos no processo ou pela análise da resposta de ensaios experimentais. É necessário conhecer o modelo dinâmico do sistema, pois ele é utilizado no projeto de controladores realimentados [Franklin et al., 2013]. Neste trabalho é primeiramente apresentada uma representação acoplada dos sistemas dinâmicos presentes na definição do modelo da cadeira de rodas. Posteriormente, esses sistemas são desacoplados e submetidos a simplificações estratégicas para o projeto de controle realimentado. O modelo matemático do sistema dinâmico foi simplificado de forma que as não linearidades sejam minimizadas para que atendam a requisitos mínimos de desempenho (a serem definidos nas próximas seções) [Franklin et al., 2013]. Controles realimentados podem ser usados para regular o desempenho

de vários sistemas distintos, contudo, para melhorar o desempenho do controlador, existem requisitos básicos, os quais, conforme Franklin et. al., 2013, são:

- O sistema deve ser estável;
- A saída do sistema deve interagir com o sinal de entrada;
- A saída do sistema é uma função do distúrbio de entrada;

Esses requisitos devem ser seguidos como uma aproximação do sistema real, mesmo que o sistema não seja constante ao longo do tempo. Esse requisito se destina a simplificar fenômenos de análise complexa, onde é interessante o equacionamento do comportamento mais significativo em um intervalo de operação.

Para se obter as equações de movimento da cadeira de rodas e o modelo consideraram-se as seguintes premissas:

- O sistema pode ser tratado como um corpo rígido e simétrico ao longo do eixo longitudinal (eixo x, Figura 3.2) (Becker, 1997);
- A força lateral resultante exercida pelo solo é perpendicular ao plano da roda e age diretamente sobre a projeção do centro da roda (Becker, 1997);
- Os ângulos de escorregamento laterais são pequenos e assumem uma relação linear entre eles e a força de atrito (Becker, 1997);
- Os valores de cotas “z” são medidos nos seus pontos de equilíbrio estático. Assim, o efeito da gravidade é negligenciado neste modelo [Creed, et al., 2010];
- As forças das molas e amortecedores estão nas regiões lineares de suas escalas de operação [Creed, et al., 2010].

Essas premissas possibilitam que a equação diferencial de movimento seja linear e a sua simplificação permite que não sejam negligenciadas muitas informações, tais como provindas das não linearidades do sistema.

Em percursos que as cadeiras de rodas podem ter um descolamento do contato pneu-pista (considerada a perda de contato pneu-pista quando a tensão de contato do pneu na pista possibilitar que haja movimento relativo entre o pneu e a pista), pode ocasionar um erro de leitura do sensor de inclinação. Esse erro pode ser gerado pela leitura da posição da inclinação da cadeira de rodas com uma das rodas no ar, ou pela perturbação ocasionada pelo impacto do pneu na pista quando do retorno do contato pneu-pista. As vibrações provindas de impacto

podem perdurar por um tempo significativo <sup>2</sup>, já que o sistema proposto não possui elementos com a função específica de dissipar energia. Com o impacto, as leituras de aceleração do acelerômetro, que compõem o sistema de medição de ângulo <sup>3</sup>, podem afetar os sinais de ângulo enviados ao sistema de controle. Alterando-se os valores de medição angular, o sistema de controle gera ações de controle baseado nos valores de ângulos recebidos, que para o caso de descolamento do contato pneu-pista, são equivocados. Pode-se inferir que o controle terá um tempo de resposta à perturbação maior que o esperado quando esse tipo de incidente ocorrer, diminuindo o desempenho do sistema de controle da cadeira de rodas. Um pneu não é capaz de "puxar" (fornecer força negativa) uma vez que não está ligado à terra, ou seja, quando a direção da força do atuador da suspensão for positiva (convenção desse trabalho) não existirá reação do solo para evitar o movimento relativo entre o pneu e o solo. Além disso, a força positiva que fornece é não linear [Lee, et al., 2010].

No entanto, apesar da importância do estudo do contato pneu-pista, principalmente com relação à manobrabilidade, tração e frenagem, este fenômeno será desconsiderado para fins de determinação de parâmetros de controle e equacionamento dinâmico. Tal decisão se deve ao fato de o sistema de distribuição de forças no contato pneu-pista ser aleatório (dependente da interação entre o perfil da pista e o pneu) dificultando a mensuração e a definições de ações de controle adequadas.

Como mostrado no Capítulo 2, as equações que regem o equilíbrio lateral e longitudinal em cadeiras de rodas são baseadas nas equações do estado da técnica dos demais tipos de veículos, tais como automóveis e motocicletas. No entanto, se faz necessário adequar o equacionamento para a solução do problema de controle dos ângulos de arfagem e rolagem, principalmente quando este veículo é uma cadeira de rodas.

A Equação 3.1 rege o comportamento do sistema com aplicação de forças externas.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{Z}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{Z}} + \mathbf{K}\mathbf{Z} = \mathbf{F} \quad (3.1)$$

---

<sup>2</sup> No qual tempo significativo indica um intervalo de tempo maior do que o intervalo de eficiência do filtro do sensor.

<sup>3</sup> Par de medição do sensor composto de giroscópio e acelerômetro.

no qual:  $\mathbf{M}$  é a matriz dos elementos de massa 1, 2 e 3 e dos momentos de inércia de massa  $I_\alpha$  e  $I_\beta$ ;  $\mathbf{C}$  é a matriz de coeficientes de amortecimento e  $\mathbf{K}$  é a matriz de coeficientes de rigidez. A Equação 3.2 define o vetor de forças externas.

$$\vec{F} = \begin{bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \\ f_3(t) \\ f_{cg}(t) \\ M_\alpha \\ M_\beta \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

no qual,  $M_\alpha$  e  $M_\beta$  são os momentos de giro em torno dos eixos x e y, respectivamente,  $f_1(t)$ ,  $f_2(t)$  e  $f_3(t)$  são as entradas de força providas do solo e que reagem nas suspensões 1, 2 e 3, respectivamente e  $f_{cg}(t)$  representa a força resultante no centro de gravidade. A Equação 3.3 define a Matriz de Inércia do sistema.

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{cg} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_\beta \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

Enquanto que a Equação 3.4 define o vetor de acelerações do sistema.

$$\ddot{\mathbf{Z}} = \begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \\ \ddot{z}_3 \\ \ddot{z}_{cg} \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{\beta} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

A Equação 3.5 define a matriz de coeficientes de amortecimento do sistema.

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{p1} + c_{s1} & 0 & 0 & -c_{s1} & -c_{s1} \cdot a^2 & -c_{s1} \cdot d_1^2 \\ 0 & c_{p2} + c_{s2} & 0 & -c_{s2} & -c_{s2} \cdot b^2 & -c_{s2} \cdot d_2^2 \\ 0 & 0 & c_{p3} + c_{s3} & -c_{s3} & -c_{s3} \cdot l^2 & -c_{s3} \cdot d_3^2 \\ -c_{s1} & -c_{s2} & -c_{s3} & c_{s1} + c_{s2} + c_{s3} & 0 & 0 \\ -c_{s1} \cdot a^2 & -c_{s2} \cdot b^2 & -c_{s3} \cdot l^2 & 0 & c_{s1} \cdot a^2 + c_{s2} \cdot b^2 + c_{s3} \cdot l^2 & 0 \\ -c_{s1} \cdot d_1^2 & -c_{s2} \cdot d_2^2 & -c_{s3} \cdot d_3^2 & 0 & 0 & c_{s1} \cdot d_1^2 + c_{s2} \cdot d_2^2 + c_{s3} \cdot d_3^2 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

no qual,  $d_3$  é a distância entre o eixo da roda (3) traseira e o ponto  $cg$  (centro de gravidade),  $d_1$  e  $d_2$  são as distâncias entre o eixo das rodas (1) e (2) dianteiras e o ponto  $cg$ ; projetadas no eixo  $x$ , conforme a Figura 3.2, e  $a$  e  $b$  são as distâncias entre o centro das rodas (1) e (2) e o ponto  $cg$ , projetadas no eixo  $y$ .

A Equação 3.6 define o vetor de velocidades verticais do sistema.

$$\vec{Z} = \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_3 \\ \dot{z}_{cg} \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

Enquanto que a Equação 3.7 define a matriz de coeficientes de rigidez do sistema.

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{p1} + k_{s1} & 0 & 0 & -k_{s1} & -k_{s1} \cdot a & -k_{s1} \cdot d_1 \\ 0 & k_{p2} + k_{s2} & 0 & -k_{s2} & -k_{s2} \cdot b & -k_{s2} \cdot d_2 \\ 0 & 0 & k_{p3} + k_{s3} & -k_{s3} & -k_{s3} \cdot l & -k_{s3} \cdot d_3 \\ -k_{s1} & -k_{s2} & -k_{s3} & k_{s1} + k_{s2} + k_{s3} & 0 & 0 \\ -k_{s1} \cdot a & -k_{s2} \cdot b & -k_{s3} \cdot l & 0 & k_{s1} \cdot a + k_{s2} \cdot b + k_{s3} \cdot l & 0 \\ -k_{s1} \cdot d_1 & -k_{s2} \cdot d_2 & -k_{s3} \cdot d_3 & 0 & 0 & k_{s1} \cdot d_1 + k_{s2} \cdot d_2 + k_{s3} \cdot d_3 \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Finalmente, a Equação 3.8 define o vetor de deslocamentos verticais do sistema.

$$\vec{Z} = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_{cg} \\ \alpha \\ \beta \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

O vetor  $\vec{F}$  será definido de acordo com cada perfil de deslocamento da cadeira de rodas, conforme cada caso de simulação de comportamento dinâmico.

### 3.2 Justificativa para o desacoplamento dos movimentos de arfagem e rolagem

Simplificando-se o sistema proposto neste estudo, os movimentos do centro de gravidade da cadeira de rodas podem ser definidos mesmo com o desacoplamento do giro em torno dos eixos x (rolagem) e y (arfagem). Para realizar o controle de nível da cadeira de rodas, propõe-se o modelamento pela simplificação dos movimentos de arfagem e rolagem, desacoplando-os. O controle proposto substitui a equação inicial que deveria resolver um sistema matricial, por um sistema que desacopla os movimentos de arfagem e rolagem. Para tanto, substitui-se então a Equação 3.1 por duas equações lineares de segunda ordem, uma para arfagem e uma para rolagem, genericamente definida pela Equação 3.10. Tal decisão justifica-se pela redução do custo computacional, por meio da substituição de um modelo matricial pela solução de duas equações lineares independentes.

Considera-se que o movimento de controle ocorre apenas em torno do eixo ao qual se quer adequar o movimento ou a posição. O ângulo  $\theta$  que descreve a orientação da cadeira de rodas deve ser medido com relação a um referencial inercial, para este trabalho optou-se pelo uso da direção do vetor gravidade. A força de controle é proveniente dos atuadores ligados às suspensões que produzem um momento  $F_c d$  sobre o centro de massa. A equação 3.9 de movimento para cada ângulo é a seguinte:

$$F_{ci} d_i = I_i \ddot{\theta}_i \quad (3.9)$$

sendo  $i$  o índice correspondente ao eixo x ou y;  $F_c$  a força de controle,  $d$  a distância entre o centro de massa e a projeção do eixo da referida roda, conforme a Figura 3.8 e a Figura 3.9.  $I$  é o momento de inércia em torno do eixo x ou y e  $\ddot{\theta}$  a aceleração angular de arfagem ou de rolagem.

A saída deste sistema,  $\theta$ , é resultado da integral dupla da soma dos torques de entrada, conseqüentemente, este tipo de sistema é muitas vezes referido como uma planta de integrador duplo. A função de transferência é obtida como descrito na equação 3.10:



$$\frac{O(s)}{U(s)} = \frac{1}{I} \frac{1}{s^2} \quad (3.10)$$

sendo  $U = F_{cd}d$ . Nesta forma, o sistema é geralmente referido como a planta  $1/s^2$ .

### 3.3 Equacionamento dos movimentos de Rolagem e Arfagem desacoplados

Com o intuito de descrever o comportamento dinâmico dos movimentos de arfagem e rolagem, a Figura 3.7 mostra o sistema equivalente de elementos dinâmicos das suspensões. Este artifício visa identificar a distribuição dos elementos de força e movimento das massas do sistema e possibilitar o equacionamento dos movimentos de arfagem e rolagem. A Figura 3.7 é a proposta do sistema de teste do protótipo e será descrita em detalhes nas seções posteriores, porém o modelo construtivo base para as equações dinâmicas segue este modelo. O modelo da Figura 3.7 contém elementos dinâmicos equivalentes ao da definição da proposta da cadeira de rodas.

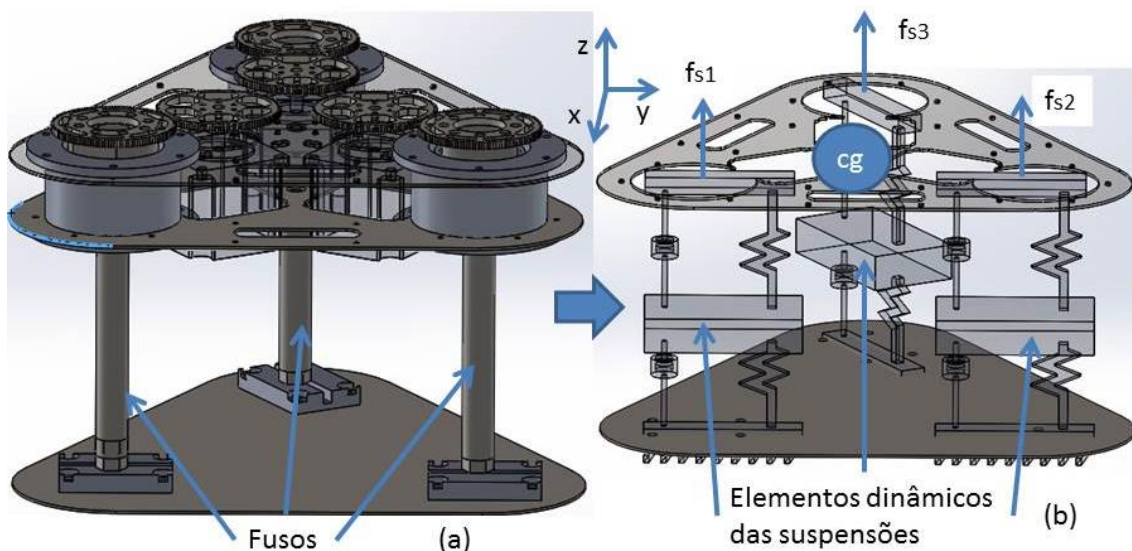


Figura 3.7 – Desenho esquemático do sistema: a) protótipo virtual do sistema de teste de controle e b). elementos dinâmicos das suspensões.

Para o giro em torno do eixo x, passando pelo cg (centro de gravidade). Para este movimento o atuador 1 tem a ação de controle igual em módulo ao atuador 2 e sinal contrário. Essa ação de controle faz com que o sistema gire em torno da linha de contato entre os pontos

1 e 2. Considerando o sistema de teste de controle simétrico com relação ao plano zy, conforme a Figura 3.8. Esse método de resposta as ações de controle faz com que os atuadores 1 e 2 sempre atuem para realizar o controle de rolagem. Tal decisão elimina a necessidade de um processo de decisão sobre qual dos atuadores responderá a uma entrada de deslocamento aleatória.

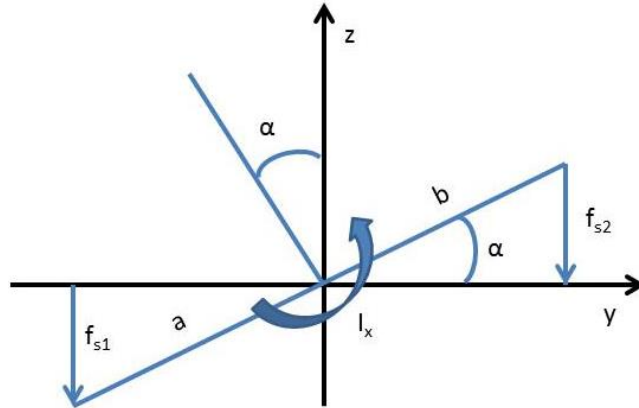


Figura 3.8 - Referência para o movimento de rolagem, diagrama de forças.

A Equação 3.11 define o movimento em torno do eixo x, como segue:

$$I_x \ddot{\alpha} = f_{s1} a \cos \alpha - f_{s2} b \cos \alpha \quad (3.11)$$

sendo  $a=b$ , a Equação 3.12 resulta em:

$$I_x \ddot{\alpha} = a \cos \alpha (f_{s1} - f_{s2}) \quad (3.12)$$

sendo  $a$  e  $b$  a distância do centro de massa até as rodas esquerda e direita, respectivamente.  $f_{s1}$  e  $f_{s2}$  as forças providas das suspensões dianteiras,  $I_x$  o momento de inércia de massa em torno do eixo x (rolagem).

A equação 3.12 define o movimento de rolagem, que resulta em uma função de transferência (linearizada em torno de zero) em  $\frac{O(s)}{U(s)} = \frac{a}{I_x} \frac{1}{s^2}$ .

Para arfagem, conforme a Figura 3.9, a equação 3.13 define seu movimento.

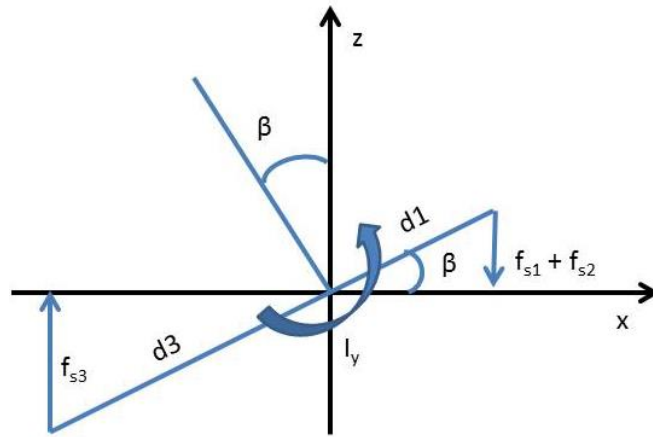


Figura 3.9 - Referência para o movimento de arfagem.

$$I_y \ddot{\beta} = d_3 f_{s3} - d_1 (f_{s1} + f_{s2}) \quad (3.13)$$

sendo  $f_{s3}$  a força provinda da suspensão traseira,  $d1$  a distância entre o centro de massa e a projeção do eixo da roda dianteira no eixo  $y$ ,  $d_3$  a distância entre o centro de massa e a projeção do eixo da roda traseira no eixo  $y$  e  $I_y$  o momento de inércia de massa em torno do eixo  $y$  (arfagem).

Com base na simplificação do sistema de atuador da suspensão, a Figura 3.10 traz um modelo de 1/3 do sistema de teste de controle. Onde  $m_{si}$  = massa do conjunto castanha “i” (castanha + rolamentos + capa dos rolamentos) e  $m_{fi}$  = massa do fuso “i”.

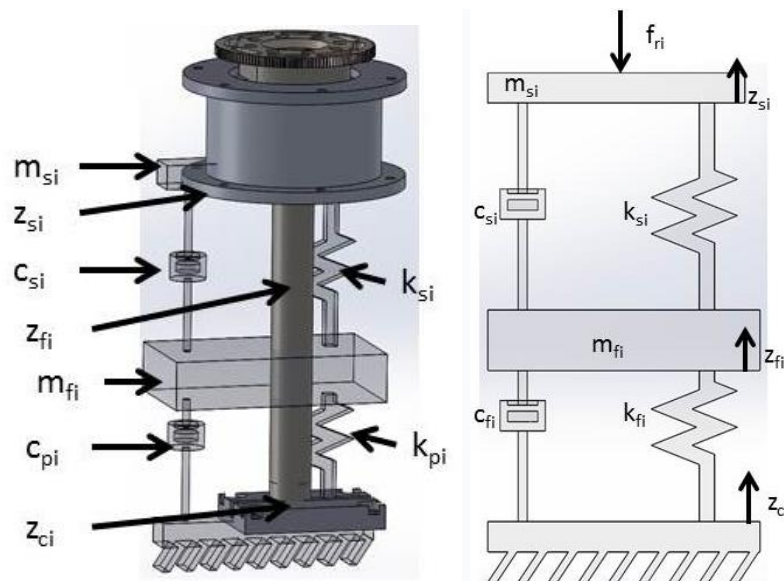


Figura 3.10 - Modelo de 1/3 do sistema de teste de controle.

Onde,  $m_{si}$  é a massa do conjunto castanha “i” (castanha + rolamentos + capa dos rolamentos),  $m_{fi}$  é a massa do fuso “i”,  $m_{cg}$  é a massa concentrada no centro de gravidade,  $k_{si}$  é o coeficiente de rigidez do conjunto castanha “i”,  $c_{si}$  é o coeficiente de amortecimento do conjunto castanha “i”,  $k_{pi}$  é o coeficiente de rigidez do contato do fuso com o “chão” “i”,  $c_{pi}$  é o coeficiente de amortecimento do contato do fuso com o “chão” “i”,  $z_{si}$  é o deslocamento do ponto de referência do conjunto castanha “i”,  $z_{fi}$  é o deslocamento do ponto de referência do fuso “i” e  $z_{ci}$  é o deslocamento do ponto de referência da entrada do “chão” “i”.  $f_{ri}$  é a força resistente ao movimento da suspensão, provem da inércia da modificação do valor dos ângulos de rolagem e arfagem.

A definição de  $f_{si}$  é baseada na distribuição de forças concentradas na massa  $m_{fi}$  da Figura 3.11.

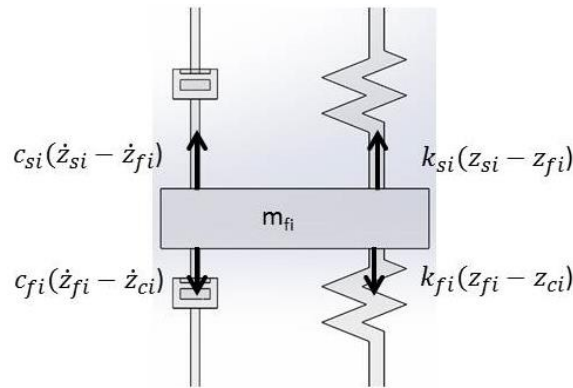


Figura 3.11 - Definição da força relacionada a  $m_{fi}$ .

Onde a Equação 3.14 define as forças que agem na massa  $m_{fi}$ .

$$m_{fi}\ddot{z}_{fi} = c_{si}(\dot{z}_{si} - \dot{z}_{fi}) + k_{si}(z_{si} - z_{fi}) - c_{fi}(\dot{z}_{fi} - \dot{z}_{ci}) - k_{fi}(z_{fi} - z_{ci}) \quad (3.14)$$

A Figura 3.11 ilustra a distribuição de forças que agem na massa  $m_{si}$  e a saída de força para o sistema.

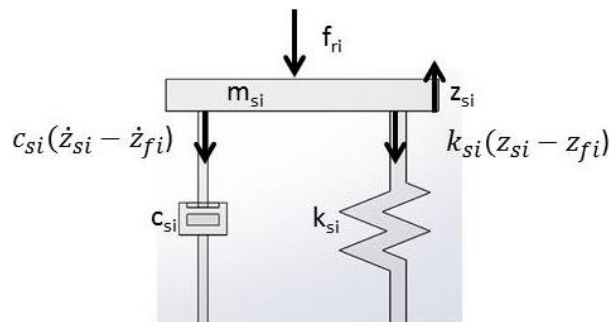


Figura 3.12 - Definição da força relacionada a  $m_{si}$ .

Já a Equação 3.15 define as forças que agem na massa  $m_{si}$ .

$$f_{si} = m_{si}\ddot{z}_{si} - f_{ri} = c_{si}(\dot{z}_{fi} - \dot{z}_{si}) + k_{si}(z_{fi} - z_{si}) \quad (3.15)$$

A função de transferência das Equações 3.14 e 3.15 é obtida substituindo-se  $d/dt$  por  $s$  nas equações diferenciais, obtendo-se as equações 3.16 e 3.17:

$$s^2 z_{fi}(s) + s \frac{c_{si}}{m_{fi}} (z_{fi}(s) - z_{si}(s)) + \frac{k_{si}}{m_{fi}} (z_{fi}(s) - z_{si}(s)) + \frac{k_{fi}}{m_{fi}} z_{fi} + \quad (3.16)$$

$$s \frac{c_{fi}}{m_{fi}} z_{fi}(s) = s \frac{c_{fi}}{m_{fi}} z_{ci}(s) + \frac{k_{fi}}{m_{fi}} z_{ci}(s) = 0$$

$$s^2 z_{si}(s) + s \frac{c_{si}}{m_{si}} (z_{si}(s) - z_{fi}(s)) + \frac{k_{si}}{m_{si}} (z_{si}(s) - z_{fi}(s)) = 0 \quad (3.17)$$

Que resulta na função de transferência da Equação 3.18:

$$\frac{z_{si}(s)}{z_{ci}(s)} = \frac{\frac{(sc_{fi}+k_{fi})(sc_{si}+k_{si})}{m_{si}m_{fi}}}{s^4 + s^3 \left( \frac{c_{si}}{m_{fi}} + \frac{c_{fi}}{m_{fi}} + \frac{c_{si}}{m_{si}} \right) + s^2 \left( \frac{k_{si}}{m_{si}} + \frac{k_{si}}{m_{fi}} + \frac{k_{fi}}{m_{fi}} \right) + s \left( \frac{k_{si}c_{fi}+c_{si}k_{fi}}{m_{si}m_{fi}} \right) + \frac{k_{si}k_{fi}}{m_{si}m_{fi}}} \quad (3.18)$$

### 3.4 Simulação numérica

Para análise e verificação do modelo foi feita simulação do comportamento dinâmico de uma estrutura de uma cadeira de rodas utilizando o programa Matlab/Simulink, utilizando os parâmetros das figuras 3.8 a 3.10. O fluxograma da Figura 3.13 representa o esquema de simulação da suspensão da cadeira de rodas, usado como base para a montagem do sistema no Matlab/Simulink.

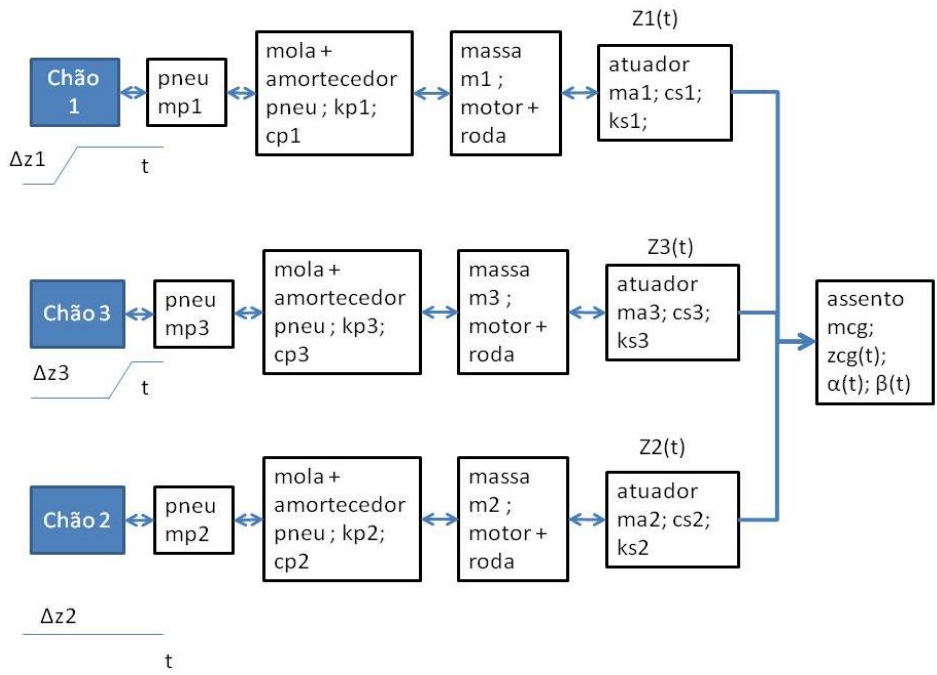


Figura 3.13 - Fluxograma de sinais de comando da cadeira de rodas.

Na Figura 3.13 , o termo  $\text{chão}_i$  representa a entrada de deslocamentos providos do solo,  $mp_i$ ,  $cp_i$  e  $kp_i$  representam as propriedades do  $i$ ésimo pneu e  $ma_i$ ,  $cs_i$  e  $ks_i$  as propriedades da  $i$ ésima suspensão, sendo que o subíndice “ $i$ ” varia de 1 a 3, de acordo com a suspensão a que se refere.

O diagrama esquemático do controle de rolagem é apresentado na Figura 3.14. Para o movimento de controle, os atuadores equivalentes as suspensões 1 e 2 tem os valores de comandos de controle iguais em módulo, porém com sinais contrários.

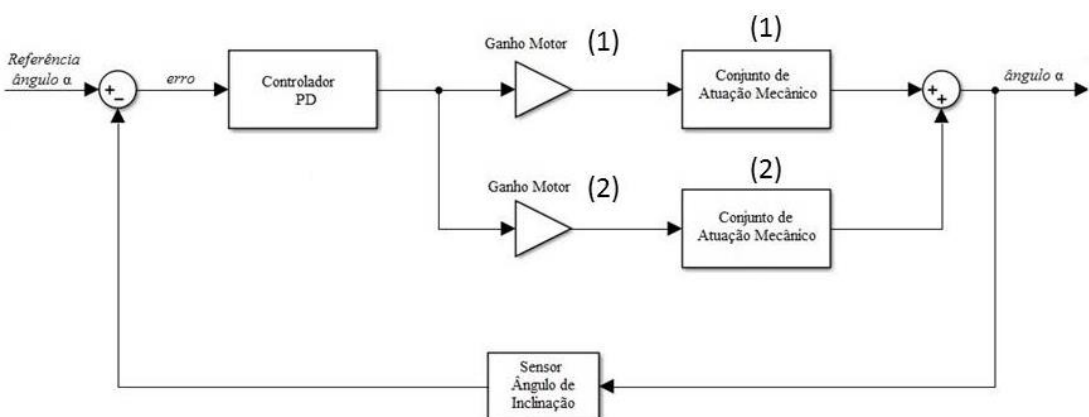


Figura 3.14 - diagrama de blocos do controle do movimento de rolagem.

Detalhando o controle de arfagem, a Figura 3.15 apresenta seu diagrama esquemático. Para este movimento, os comandos de controle movimentam apenas o atuador equivalente a suspensão 3.

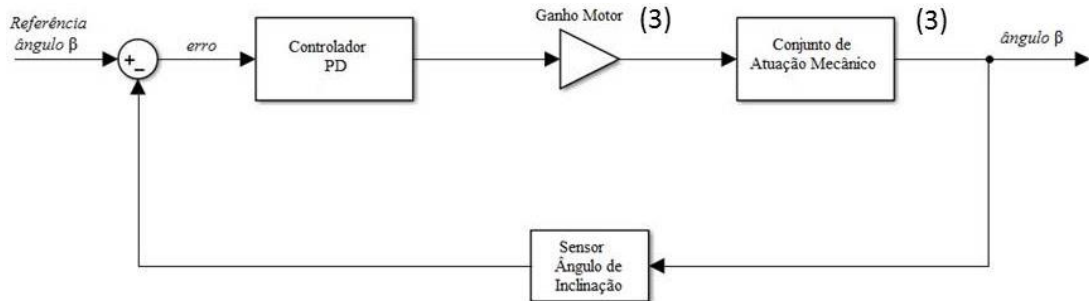


Figura 3.15 - diagrama de blocos do controle do movimento de arfagem.

O diagrama esquemático usado para a simulação numérica no Matlab/Simulink é apresentado na Figura 3.16. A disposição das suspensões e das entradas de deslocamento e força está de acordo com a Figura 3.16, onde as entradas do solo são deslocamentos verticais providos de um percurso hipotético para uma cadeira de rodas.

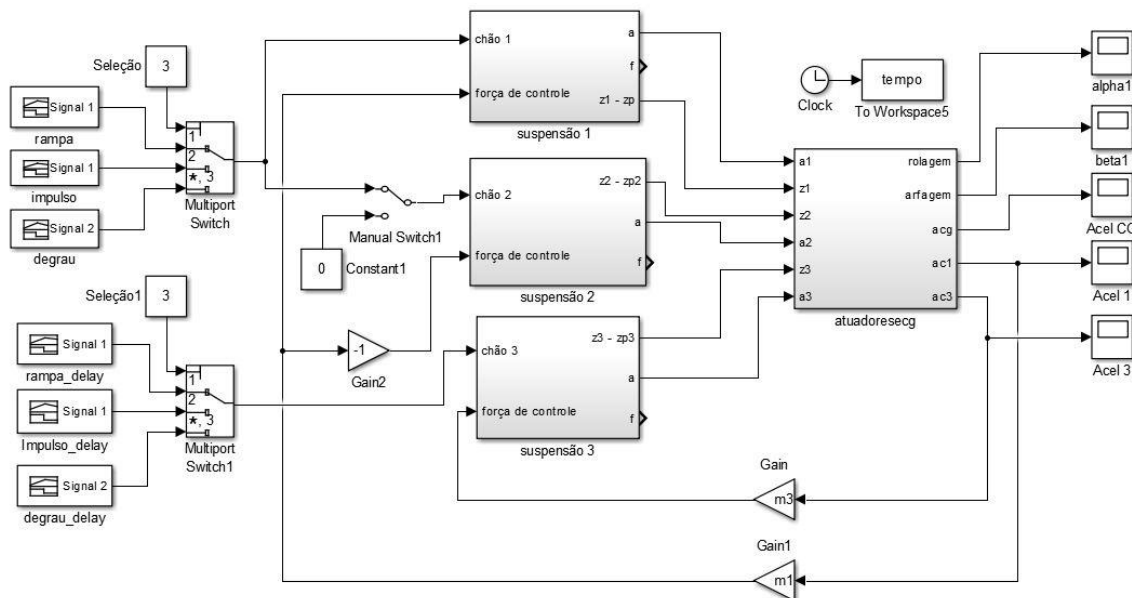


Figura 3.16 – diagrama do Matlab Simulink.

O cálculo dos ângulos de arfagem e de rolagem é realizado por meio das equações, transformadas das Equações 3.19 e 3.20:

$$\alpha(t) = \arcsen\left(\frac{z_2(t) - z_1(t)}{a + b}\right) \quad (3.19)$$

$$\beta(t) = \arcsen\left(\frac{\frac{(z_2(t) - z_1(t)) - z_3(t)}{2}}{d_1 + d_3}\right) \quad (3.20)$$

Para obter os valores de  $z_{si}(t)$  (maior cota da suspensão). Com base em um equacionamento para um sistema de um terço de veículo [Franklin, et al., 2013] aplicado a cada suspensão, modificando-se a Equação 3.14 obteve-se para cada suspensão “i” a seguinte expressão:

$$\ddot{z}_{si} = \frac{c_{si}(\dot{z}_{fi} - \dot{z}_{si}) + k_{si}(z_{fi} - z_{si}) - f_{ri}}{m_{si}} \quad (3.21)$$

### 3.5 Protótipo do sistema de nivelamento

A montagem de uma cadeira de rodas é um processo que requer diversos investimentos em projeto, como mostrado nas seções anteriores. Para projetar e montar uma cadeira de rodas autonivelante, é importante investir no esclarecimento do funcionamento do sistema de controle. Para tanto, optou-se neste trabalho por investir no desenvolvimento de um protótipo para que fosse possível a simulação do sistema com variáveis controladas. O intuito do trabalho é o estudo da dinâmica vertical do controle de nivelamento, isolando-se as dinâmicas longitudinais e laterais, analisando a resposta do sistema a determinadas condições de uso.

O protótipo do sistema de controle foi construído com o intuito de reproduzir a dinâmica do fenômeno físico que se deseja controlar. Esse protótipo foi testado com alguns tipos de deslocamentos que um cadeirante pode encontrar em seus traslados e que podem causar desconfortos. Esses percursos de teste serão especificados nas seções seguintes.

Para a construção, o leiaute dos atuadores foi definido para que fosse possível o desacoplamento dos movimentos de rolagem e arfagem. O sistema de teste é composto de três conjuntos de fusos de esferas recirculantes e motores de passo. Optou-se por selecionar motores de passo, pois propiciam um controle de posição na ordem de  $0,9^\circ$  por passo, sendo este um valor suficiente para atender aos requisitos do controle de posição. Cada motor de



passo é acoplado ao respectivo fuso com o intuito de controlar o movimento vertical alterando um ângulo de interesse.

Os fusos de esferas recirculantes foram selecionados por apresentarem erros de posição aceitáveis para essa aplicação (classe 7,  $50 \mu\text{m}/300 \text{ mm}$ ). Essa classe de qualidade garante a linearidade na transmissão de movimento, diminuindo as diferenças de posição em trajetórias ascendentes e descendentes. Os motores de passo são controlados por *drivers* conectados a microcontroladores (do tipo Arduino), que consistem em plataformas de prototipagem micro controladas. Os conjuntos fusos-motores de passo estão montados em uma chapa de aço, conforme a Figura 3.17.

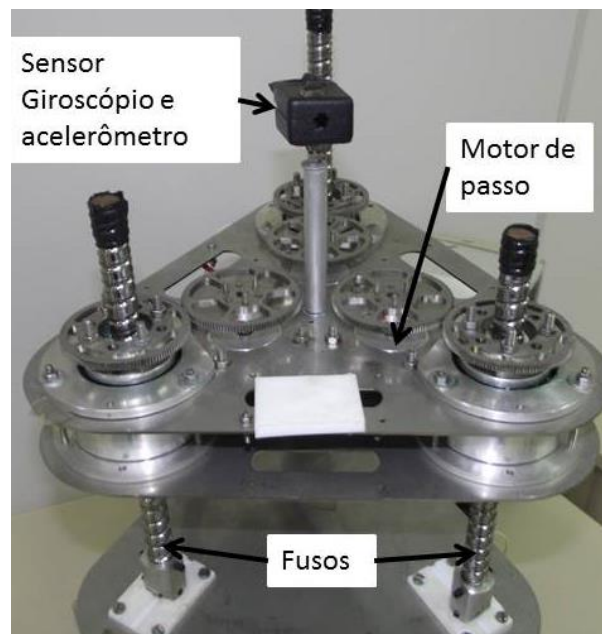


Figura 3.17 - Sistema de teste do controle.

Dois sistemas foram montados de forma acoplada, um para testar o controle e o outro para simular o deslocamento que a suspensão da cadeira de rodas pode ser submetida, conforme a Figura 3.18. O movimento do sistema de baixo (solo) é programado para realizar um deslocamento específico que inicia quando é acionado o comando inferior. Esta montagem permite que o sistema de teste do controle seja submetido a diversos tipos de solicitações, tais como, degraus, picos e rampas.

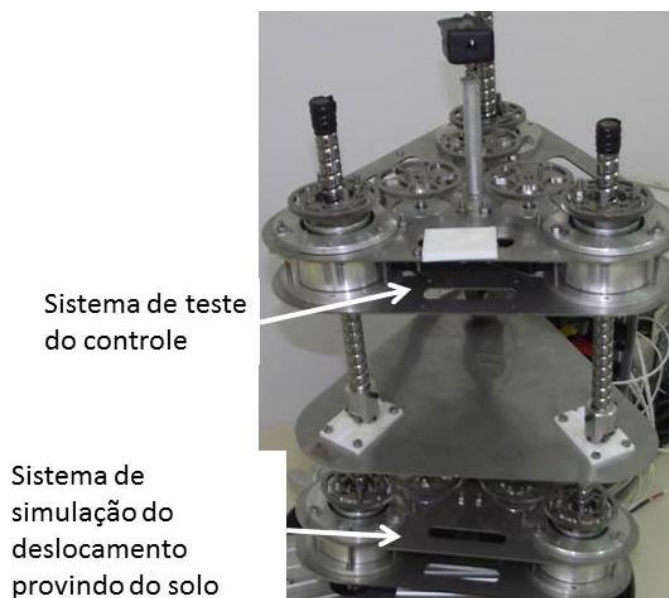


Figura 3.18 - acoplamento dos sistemas de teste de controle e simulação de deslocamento do solo.

A conexão entre os motores de passo e os fusos é feita por um par de engrenagens de tamanhos iguais, com módulo 0,5. As castanhas dos fusos foram acopladas a mancais de rolamento, do tipo contato angular, montados em contraponto. Esses rolamentos foram selecionados por resistirem esforços radiais e axiais, característica deste tipo de montagem. Os mancais de rolamento foram assentados em suportes de alumínio (ABNT 6005), os quais foram parafusados nas chapas de aço (inoxidável AISI 304), uma chapa na parte superior do suporte de alumínio e uma chapa ligando as partes inferiores dos suportes. Para diminuir a influência dos ruídos eletromagnéticos nos sensores e nos comandos dos motores, os cabos dos motores foram blindados com malha de aço e aterrados. Para o contato dos sensores, foram usados cabos blindados aterrados à carcaça a qual foi aterrada na rede elétrica. A montagem das chapas foi feita com aço inoxidável, por possuir melhores propriedades mecânicas quando comparados com o aço ABNT 1020, além de não necessitar de pintura, evitando a oxidação do sistema.

O controle de atuação do protótipo foi programado em linguagem C no Arduino Due, ilustrado na Figura 3.19. No protótipo são usados dois microcontroladores (a partir deste ponto referido como Arduino), um que comanda os movimentos que simulam o terreno, na parte inferior da plataforma. O outro Arduino controla o sistema de correção de nível da plataforma superior, que simula um sistema de controle de nível de uma cadeira de rodas.

Cada Arduino está ligado a uma placa GY – 521, a qual possui integrado o chip MPU6050, que é um MEMS. Essa placa possui as funcionalidades de um acelerômetro e um

giroscópio que retornam valores em escala referentes aos três eixos (X, Y e Z). Essa placa é implementada como um sensor de inclinação angular por meio de um código e da biblioteca MPU6050 no Arduino, monitorando a inclinação do terreno e do sistema de teste de controle de nível. Este sensor é bastante sensível a vibrações, sendo necessário filtrar os dados obtidos. Além disso, o giroscópio apresenta um *erro* de escala quando em repouso, ou seja, ele retorna um valor de velocidade mesmo quando está parado. Para contornar este empecilho é realizada a calibração do giroscópio em repouso na inicialização do sistema, identificando qual é o erro médio em repouso para que seja subtraído de cada medição. A plataforma de desenvolvimento Arduino possui bibliotecas desenvolvidas para se utilizar diferentes tipos de dispositivos, protocolos de comunicação, entre outros. Para o MPU 6050 também já existe uma biblioteca desenvolvida, ela faz o setup do chip selecionando as configurações de trabalho do mesmo. A biblioteca utilizada neste trabalho tem o nome "MPU6050 Arduino library", e são de interesse para esta aplicação as seguintes configurações:

- Range de escala do giroscópio: +/- 2000°/s.
- Range de escala do acelerômetro: +/- 16g.

Esse setup define a escala no qual as leituras podem ser geradas, ou seja, os valores de leitura do sensor estarão dentro desta faixa de valores.

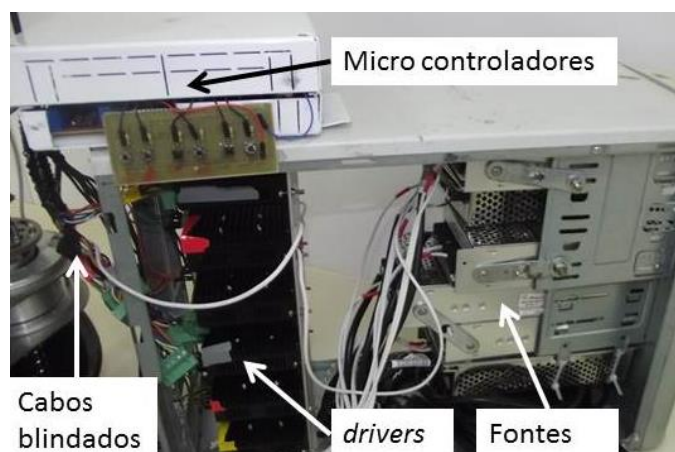


Figura 3.19 - Sistema eletroeletrônico.

Esse sensor foi selecionado por suas especificações de fábrica, adequadas ao uso para o sistema de nivelamento, pois segundo Rajamani, 2006, os fenômenos de controle dinâmicos

têm seus principais fenômenos contemplados em frequências até 20 Hz. Esse sensor consegue medir ângulos menores que  $0,5^\circ$ , com frequência de medição maior que 20 Hz.

Segundo Hobson, 1992, quando o tronco de uma pessoa saudável se inclina em  $15^\circ$  aparecem pequenas forças de cisalhamento em comparação a posição simétrica. Para este trabalho foi definido um intervalo de  $2^\circ$  em torno do ângulo de referência como valor de não sensibilidade, menor que os  $15^\circ$  propostos por Hobson, 1992.

Cada Arduino controla a atuação de 3 motores de passo, enviando para seus drivers controladores dois sinais distintos, um pulsado com variação de frequência e outro digital (nível alto ou baixo). O Arduino que controla a simulação do terreno trabalha em malha aberta e é programado para realizar deslocamentos verticais pré-definidos para os ensaios na planta. Na plataforma de simulação de deslocamento do solo, o sensor de inclinação serve apenas para monitoramento e coleta de dados dos movimentos, não influenciando no comando dos motores.

Já, no microcontrolador que controla a parte de nivelamento da cadeira, os dados obtidos pelo sensor são usados para calcular uma ação de controle enviada aos motores. O sistema de controle da inclinação é separado (conforme o desacoplamento mecânico da plataforma). Isso possibilita a instalação de dois sistemas de controle SISO – *Single Input Single Output*, um para a rolagem e outro para arfagem. A Figura 3.20 mostra o fluxograma de informações do código implementado que controla o nivelamento.

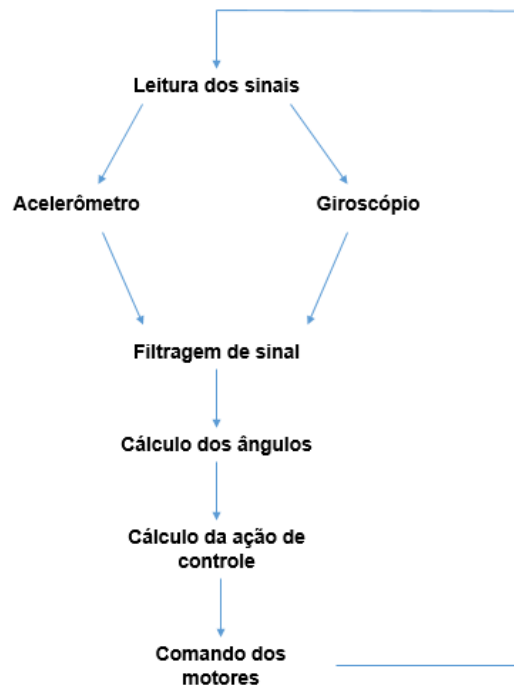


Figura 3.20 - Fluxograma do código Arduino.

A Figura 3.20 representa o algoritmo que é executado ciclicamente no microcontrolador. Na inicialização é realizada a calibração do giroscópio para diminuir erros incrementais no cálculo de ângulos. Isso é feito com o sistema em repouso por meio de uma média de 100 leituras sob intervalo do período de amostragem de 30 milissegundos para cada eixo do giroscópio.

Os valores dos sinais do acelerômetro e do giroscópio são módulos dos vetores associados a cada um dos eixos (X, Y, Z). Essa leitura é feita regularmente num período de amostragem fixo de 30 milissegundos. Esse tempo foi ajustado em função do número de amostras usadas no filtro de média móvel para que a resposta do sistema de controle ficasse acima de 20 Hz.

A filtragem das leituras do acelerômetro e giroscópio é feita por meio de um filtro de média móvel com janela de tamanho 10, ou seja, o valor das últimas dez leituras é usado para gerar a média que será o valor de saída do filtro. No caso do acelerômetro, a saída do filtro é usada diretamente para calcular o ângulo. Já, no giroscópio, da saída do filtro ainda é necessário subtrair o valor de calibração do *erro* para depois calcular o ângulo. A Equação 3.22 define a representação de um filtro de média móvel com janela de tamanho  $n$ .

$$valor[k] = \frac{valor[k] + valor[k-1] + valor[k-2] + \dots + valor[k-n]}{n} \quad (3.22)$$

O cálculo da parcela do ângulo provinda do acelerômetro é feito por meio da tangente inversa do quociente dos catetos, neste caso, o módulo de cada vetor de aceleração:

$$\theta_x = \tan^{-1}\left(\frac{Acel X}{Acel Z}\right) \quad (3.23)$$

$$\theta_y = \tan^{-1}\left(\frac{Acel Y}{Acel Z}\right) \quad (3.24)$$

O giroscópio obtém uma leitura de velocidade angular  $\omega$  em torno dos 3 eixos. Para se obter a posição, inclinação angular, é necessário realizar uma integração discreta da velocidade que é, a derivada da posição.

$$\theta = \int \omega(t)dt \quad (3.25)$$

Substitui-se a representação contínua da variação velocidade no tempo pela Equação 3.26 discreta:

$$\theta = \sum_0^{\infty} \frac{\theta[k] - \theta[k-1]}{T} \quad (3.26)$$

Onde  $\theta[k]$  é o ângulo atual,  $\theta[k-1]$  é o ângulo da leitura anterior e T é o período de tempo decorrido entre os dois valores angulares.

Derivando os dois lados da igualdade obtém-se a Equação 3.27:

$$\frac{d\theta}{dt} \cong \frac{\theta[k] - \theta[k-1]}{T} \quad (3.27)$$

sendo a variação angular  $\frac{d\theta}{dt}$  igual à velocidade angular  $\omega$ , conforme a Equação 3.28:

$$\omega = \frac{\theta[k] - \theta[k - 1]}{T} \quad (3.28)$$

Isolando o valor atual do ângulo na Equação 3.29, obtém-se a Equação 3.30:

$$T \omega = \theta[k] - \theta[k - 1] \quad (3.29)$$

$$\theta[k] = (T \omega) + \theta[k - 1] \quad (3.30)$$

O ângulo calculado ( $\theta[k]$ ) é a soma entre o ângulo anterior ( $\theta[k - 1]$ ) e o produto da velocidade angular com o tempo decorrido (período de amostragem) ( $T \cdot \omega$ ).

Como visto, é possível calcular o ângulo de inclinação com as leituras tanto do acelerômetro como do giroscópio. Para obter-se um valor final de inclinação angular é realizada a composição angular dos dois sinais. Isso é feito com um filtro complementar, representado na Equação 3.31, onde  $\varphi$  assume valores entre 0 e 1, regulando a proporção de cada sinal no ângulo final.

$$\hat{\text{ângulo}} \text{ final} = \varphi \hat{\text{ângulo}}_{\text{giroscópio}} + (1 - \varphi) \hat{\text{ângulo}}_{\text{acelerômetro}} \quad (3.31)$$

Como os sistemas de controle de nivelamento são desacoplados para os ângulos de arfagem e rolagem,  $\beta$  e  $\alpha$ , respectivamente, essa metodologia também é aplicada separadamente para obter os dois ângulos. Em seguida são calculadas as ações de controle, que irão atuar nos dois acoplamentos.

A grandeza da ação de controle é transmitida ao driver do motor de passo por uma sequência de pulsos elétricos. Sua frequência define a velocidade de rotação e o número de pulsos define o número de passos do motor. Quando os pulsos cessam e se fornece um sinal contínuo, o eixo do motor também para de girar.

O período T dos pulsos elétricos enviados ao driver do motor é definido pelo inverso do módulo da ação de controle. Isso é feito a cada iteração do algoritmo de controle, alterando dinamicamente a frequência dos pulsos, e por consequência, a velocidade de rotação do motor.

Antes de se obter o módulo da ação de controle, é observado o sinal de atuação (positivo ou negativo), que define o sentido de rotação do motor. A grandeza  $T_{\text{pulsos}}$  é

saturada de modo que permaneça dentro de valores de 800 microssegundos – maior velocidade que o motor garante torque nesta aplicação e 5000 microssegundos – menor velocidade para a aplicação. Períodos de tempo maiores geram rotações baixas que prejudicam o desempenho do controle de inclinação angular. Esses valores foram obtidos em ensaios experimentais, onde o parâmetro de controle foi à diminuição das acelerações verticais.

### 3.6 Controle PD

A maioria dos processos industriais são controlados utilizando-se controladores proporcional-integral-derivativos (PID). A popularidade dos controladores PID pode ser atribuída principalmente ao seu desempenho em uma ampla faixa de condições de operação e à sua simplicidade funcional, a qual permite que os controles operem de um modo simples e direto. Para implementar-se tal controlador, três parâmetros devem ser determinados no processo sendo considerado: o ganho proporcional, o ganho integral e o ganho derivativo.

Neste trabalho, a planta de teste do sistema de controle possui característica duplo integradora, ou seja, dois polos em zero. Aplicando-se o teorema do valor final para o erro, a resposta apresenta erro zero em regime permanente para seguir uma referência para entradas do tipo rampa ou degrau. Segundo Ogata, 2012, uma ação de controle integral elimina erros residuais decorrentes da não existência de integradores “1/s”, na resposta a uma entrada ao degrau. O que não caracteriza o modelo matemático da cadeira de rodas, pois apresenta 2 integradores “1/s”. Partindo-se do princípio de que essa planta apresenta erro zero em regime permanente para entradas do tipo degrau e rampa, não se torna necessário o uso de uma ação integradora para o controlador.

A melhoria da ação de controle proporcional é incrementada pelo emprego de uma ação derivativa, que melhora a resposta da planta no regime transitório. A ação derivativa tem o propósito de diminuir tanto o valor de ultrapassagem da referência, quanto do tempo de estabilização.

A Equação 3.33 é a função de transferência que define o controle PID [Franklin, et al., 2013]:

$$c(s) = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s \quad (3.33)$$



sendo  $k_p$ , a constante de ganho proporcional,  $k_i$ , a constante de ganho integral e  $k_d$ , a constante de ganho derivativo. No caso do controlador usado (PD), a constante de ganho integral  $k_i$  é nula.

A implementação do controlador PD no microcontrolador é discreta, conforme a Equação 3.34:

$$c[k] = k_p e[k] + k_d \left( \frac{e[k] - e[k-1]}{T} \right) \quad (3.34)$$

onde  $(e[k] - e[k-1])/T$  é a derivada discreta do erro. Como o valor de referência é o ângulo, o erro se refere à diferença entre o ângulo medido pelo sensor e a referência.

A entrada de cada controlador PD é uma realimentação negativa do valor de saída (ângulo) com a referência angular, ou seja, é a subtração: ângulo de referência – ângulo de inclinação, conforme a Equação 3.35.

$$e[k] = ref. angular - \theta[k] \quad (3.35)$$

A Equação 3.36 é a derivada da inclinação angular, calculada de forma discreta:

$$\Delta e = \frac{d\theta}{dt} = \frac{\theta[k] - \theta[k-1]}{T} \quad (3.36)$$

onde,  $e[k]$  é o erro atual,  $\theta[k]$  é o ângulo atual,  $\theta[k-1]$  é o ângulo anterior e  $T$  é o período de amostragem.

A Equação 3.37 representa o controlador PD discreto implementado:

$$PD = k_p e[k] + k_d \Delta e \quad (3.37)$$

onde  $k_p$  é o ganho proporcional e  $k_d$  o ganho derivativo e PD o valor do sinal de controle calculado e utilizado para definir a velocidade de rotação dos motores.

## 4 TESTES DE DESEMPENHO DO PROTÓTIPO VIRTUAL DO SISTEMA DE CONTROLE

Simulações numéricas apresentam diversas vantagens, entre elas estão a economia de recursos em testes experimentais, reduzindo o tempo de alterações e testes de parâmetros, bem como possibilitando a verificação de cargas e tensões resultantes do movimento do sistema. Com base nessas vantagens, um modelo numérico foi montado no programa Matlab/Simulink. Tal programa permite o teste de parâmetros e das interações dos movimentos das suspensões com relação ao centro de massa do sistema.

As simulações foram realizadas com a implementação de um sistema, como se esse fosse instalado em uma cadeira de rodas. Os testes de desempenho foram divididos em dois tipos principais, os testes numéricos e os testes da planta de simulação do controle da cadeira de rodas. Os resultados obtidos são disponibilizados na forma de gráficos de leitura dos ângulos de arfagem e rolagem com controlador PD ligado e desligado e das acelerações das suspensões 1 e 3. A suspensão 2 não é apresentada por fornecer valores de acelerações menores e com formas semelhantes aos da suspensão 1.

Para a simulação numérica divide-se o sistema em quatro partes principais, as três suspensões e o centro de massa (que simula a concentração de massa do conjunto da cadeira de rodas sem as suspensões e o cadeirante). Três entradas principais modificam o estado do deslocamento vertical da cadeira de rodas, simulando as deformações do solo em um deslocamento predefinido. Os dados de deslocamentos são transformados em forças provindas do solo e seus efeitos são transmitidos por meio da suspensão.

Os testes para o sistema numérico e sistema de teste do controle simulam as seguintes entradas:

- Um movimento de subida de duas das três rodas em um degrau; Os ensaios foram realizados simulando um deslocamento a velocidade constante de 2 m/s (velocidade da marcha rápida humana) na direção do eixo x, com as rodas 1 e 3 subindo um meio fio de 0,2 m (altura hipotética de um meio-fio) em um rebaixamento de calçada com inclinação de  $\pi/36$  rad (inclinação aproximada de uma rampa de acesso a edificações).
- A transposição de uma lombada (entrada do tipo pico) a velocidade constante de 2 m/s; e altura do pico de 5 mm
- Subindo um degrau com altura de 5 mm a velocidade constante de 2 m/s.

Esta seleção de entradas foi feita com base nas perturbações clássicas para teste de controles, aplicadas por diversos autores, tais como Ogata, 2012, e Franklin, et al., 2013. Essas perturbações simulam várias situações a que os controles podem ser submetidos e avaliados com relação à estabilidade e tempo de resposta.

Os deslocamentos foram divididos em duas partes:

- Deslocamento sem a influência dos atuadores lineares da suspensão;
- Com o sistema de controle e atuadores da suspensão ativos.

Os valores dos ângulos de deslocamento alimentam o controlador que envia o sinal de comando para os atuadores. Neste caso, um valor de força é adicionado a cada suspensão.

Os parâmetros de simulação do comportamento dinâmico da cadeira de rodas podem ser encontrados na Tabela 4.1. Esses parâmetros foram selecionados a partir de um protótipo virtual do sistema de teste do controle, baseado no protótipo real. Esse protótipo foi montado no programa SolidWorks e onde foram obtidos os valores dos parâmetros de massa, dimensões e momentos de massa.

Tabela 4.1 – Parâmetros experimentais usados na simulação de deslocamento.

d1 = 0,05603 m	ks1 = 2,42 x 10 <sup>8</sup> N/m	ma1 = 0,32 kg
d2 = 0,05603 m	ks2 = 2,42 x 10 <sup>8</sup> N/m	ma2 = 0,32 kg
d3 = 0,11206 m	ks3 = 2,42 x 10 <sup>8</sup> N/m	ma3 = 0,32 kg
a = 0,097 m	kp1 = 2,11 x 10 <sup>8</sup> N/m	m1 = 0,243 kg
b = 0,097 m	kp2 = 2,11 x 10 <sup>8</sup> N/m	m2 = 0,243 kg
z01 = 0,1 m	kp3 = 2,11 x 10 <sup>8</sup> N/m	m3 = 0,243 kg
z02 = 0,1 m	cs1 = 0,01 Ns/m	mcg = 2,8 kg
z03 = 0,1 m	cs2 = 0,01 Ns/m	mp1 = 0,021 kg
zcg = 0,725 m	cs3 = 0,01 Ns/m	mp2 = 0,021 kg
zma1 = 0,1 m	cp1 = 0,1 Ns/m	mp3 = 0,021 kg
zma2 = 0,1 m	cp2 = 0,1 Ns/m	Ix = 11,05 kg m <sup>2</sup>
zma3 = 0,1 m	cp3 = 0,1 Ns/m	Iy = 10,97 kg m <sup>2</sup>

A definição dos coeficientes de amortecimento da suspensão foi realizada pela aplicação da Equação 4.1 [Mahrenheltz e Bachmann, 1991].

$$c = 2\zeta\sqrt{km} \quad (4.1)$$

Sendo  $\zeta$  a razão de amortecimento crítico. Para este caso, o valor de  $\zeta_{a\zeta o}$  é uma variação entre 0,001 e 0,002 onde foi selecionado 0,001[Mahrenheltz e Bachmann, 1991].

#### 4.1 Resultados e discussões das simulações de deslocamento

A análise dos testes do protótipo virtual auxiliou na determinação dos parâmetros de controle do protótipo e um melhor entendimento do comportamento do sistema. Porém, algumas modificações foram implementadas nos ganhos do sistema real, já que existem diferenças intrínsecas entre o modelo matemático e o sistema físico.

##### 4.1.1 Resposta do modelo virtual a um sinal rampa

O comportamento do controle PD pode ser visualizado na Figura 4.1, onde é mostrada a variação do ângulo de rolagem  $[\alpha(t)]$ , com o sistema de nivelamento desligado (curva tracejada) e ligado (curva contínua). Nota-se que o referido ângulo apresenta variações, sendo  $\alpha(t)$  apresenta valores aproximadamente entre 0 e 18°(sistema desligado). No do sistema ligado, apresenta valores entre 0 e 2°. Como já observado na seção 2.4.1 inclinações abaixo de 2° são pouco significantes em relação à sensibilidade, ou seja, o cadeirante seria menos afetado por essa variação angular, quase imperceptível [Kharboutly, et al., 2015].

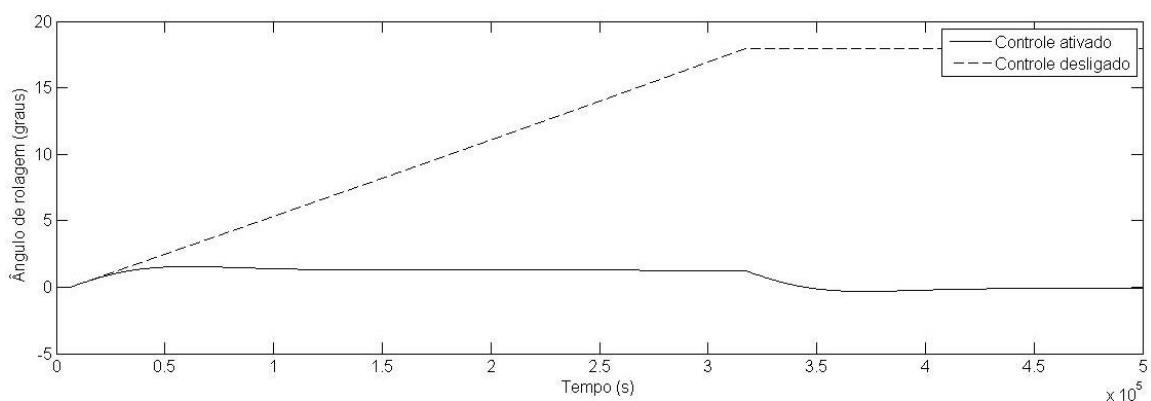
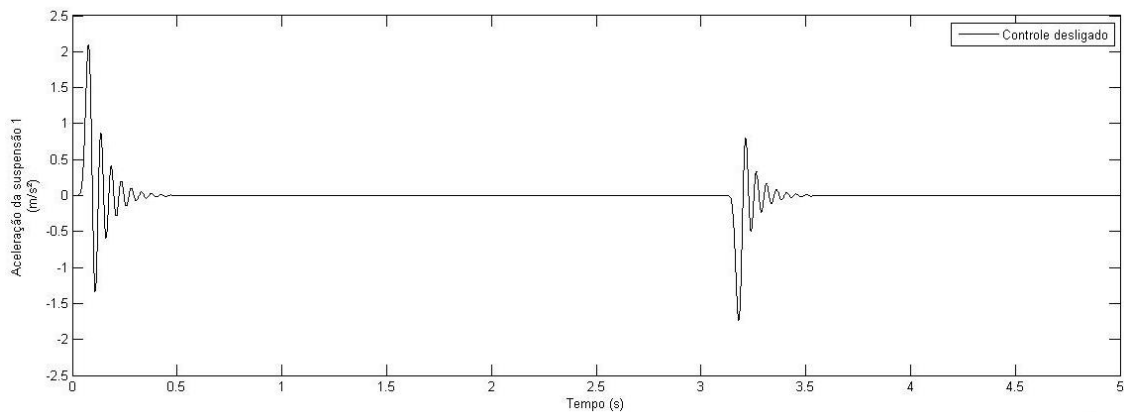


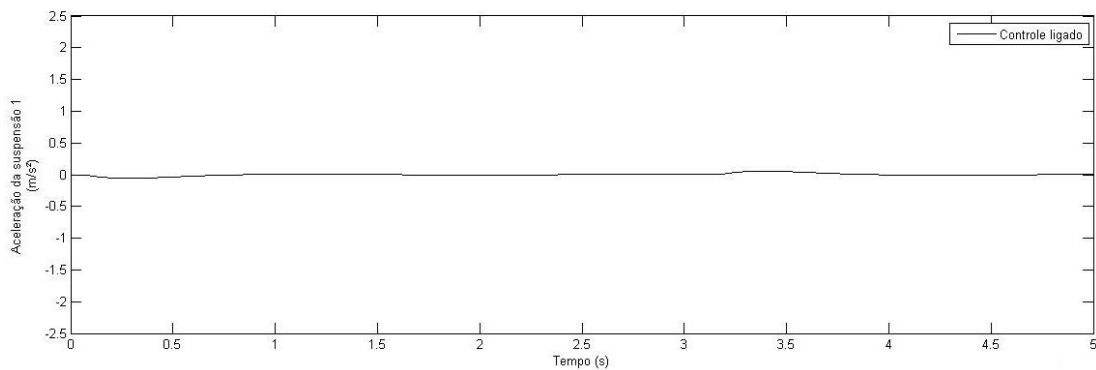
Figura 4.1 - Respostas do ângulo de rolagem a deslocamento do tipo rampa.

As acelerações verticais relativas à suspensão 1 são influenciadas diretamente pela variação de  $\alpha(t)$ , como pode ser visualizada na Figura 4.2, onde as curvas são apresentadas em escalas diferentes. Essas curvas evidenciam a diminuição nas acelerações verticais a que o

cadeirante estaria sujeito neste tipo de deslocamento. Com controle desligado, segundo a Tabela 2.4 – Escala de desconforto [Drehmer, 2012; BS 6841, 1987; ISO 2631, 1997]. o percurso seria classificado como extremamente desconfortável. Contudo, a simulação numérica do sistema de controle PD indica que as acelerações verticais podem ser minimizadas, atingindo valores menores que  $0,315 \text{ m/s}^2$ . Esses valores de aceleração são referentes a um comportamento confortável para o caso das cadeiras de rodas autonivelantes.



(a)



(b)

Figura 4.2 - aceleração vertical da suspensão 1, a) com controle desligado e b) com controle ativo.

O resultado do ângulo de arfagem  $[\beta(t)]$  do sistema de controle PD pode ser visualizado na Figura 4.3. As curvas, tanto com controle ativo quanto com controle desligado, iniciam com valores negativos em virtude da suspensão 1 iniciar a subida da rampa. Logo que a suspensão traseira (3) inicia a subida da rampa, os valores ficam positivos.

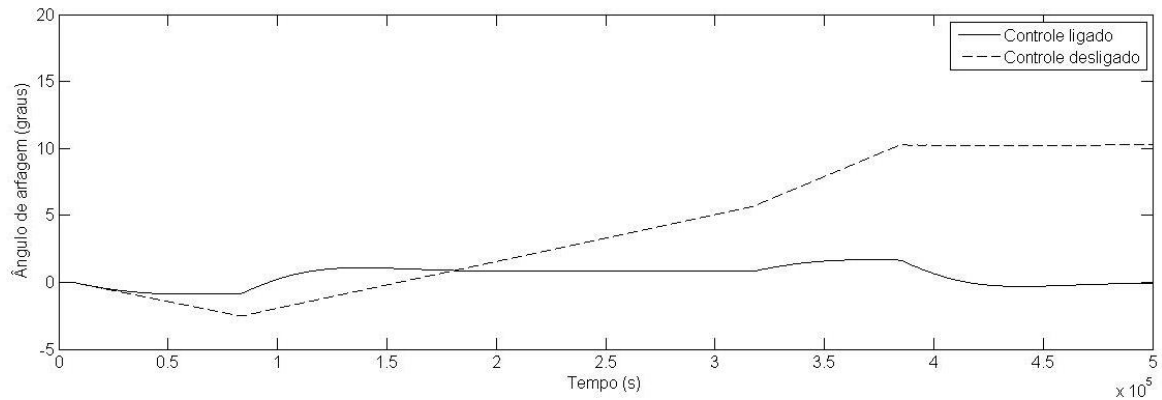
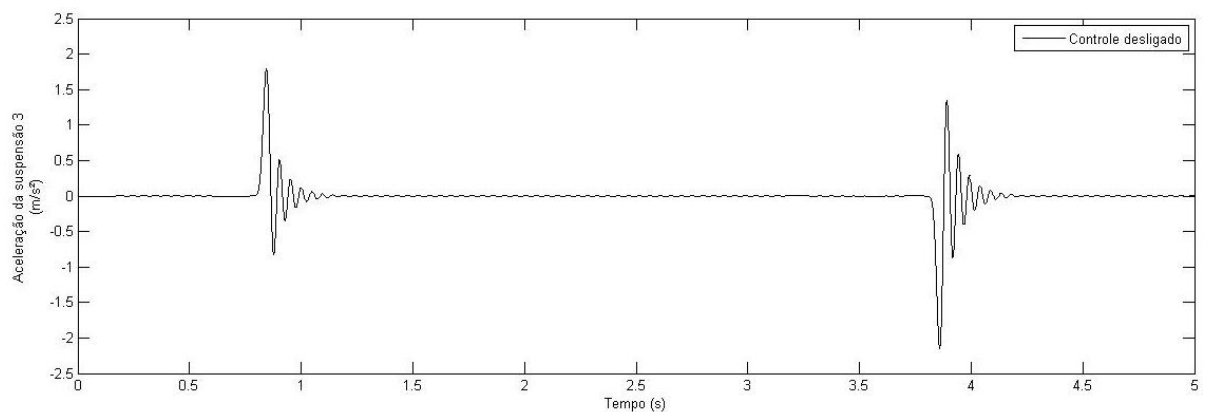
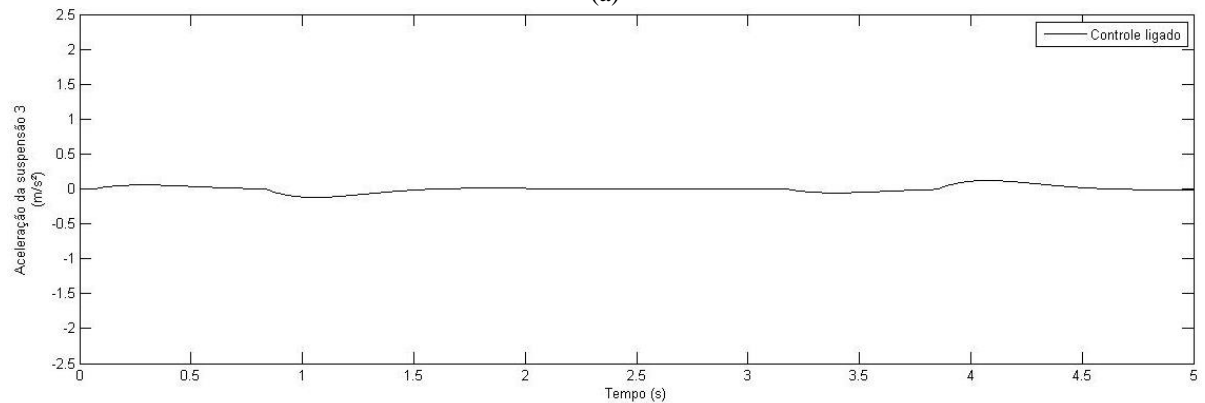


Figura 4.3 - respostas do ângulo de arfagem a deslocamento do tipo rampa.

De forma análoga à aceleração da suspensão 1, a suspensão 3 também apresenta variações significativas de acelerações, com a mesma mudança de classificação de conforto para o cadeirante. Estas curvas podem ser visualizadas na Figura 4.4, apresentando reduções dos picos de aceleração de aproximadamente  $2,3 \text{ m/s}^2$  com controle PD desligado para menos de  $0,15 \text{ m/s}^2$ .



(a)



(b)

Figura 4.4 - aceleração vertical da suspensão 3, a) sem controle e b) com controle ativo.

### 4.1.2 Entrada do tipo Degrau

O segundo tipo de entrada de perturbação é o que simula uma entrada degrau, onde os sistemas foram submetidos a um deslocamento do solo de uma altura de 10 mm. Esta entrada também foi idealizada para simular o deslocamento da cadeira de rodas a 2 m/s.

Na Figura 4.5 são mostradas as curvas de deslocamento angular de arfagem com o sistema ativo e desligado. Verificam-se nestas curvas que o sistema de teste do controle não consegue responder com velocidade adequada, não apresentando valores significativos de diminuição de deslocamentos. Na arfagem, Figura 4.5, pode-se notar que o controle ativo tem o tempo de resposta à perturbação na ordem de 0,5s, porém, quando a roda traseira atinge o degrau, ocorre um novo pico de deslocamento.

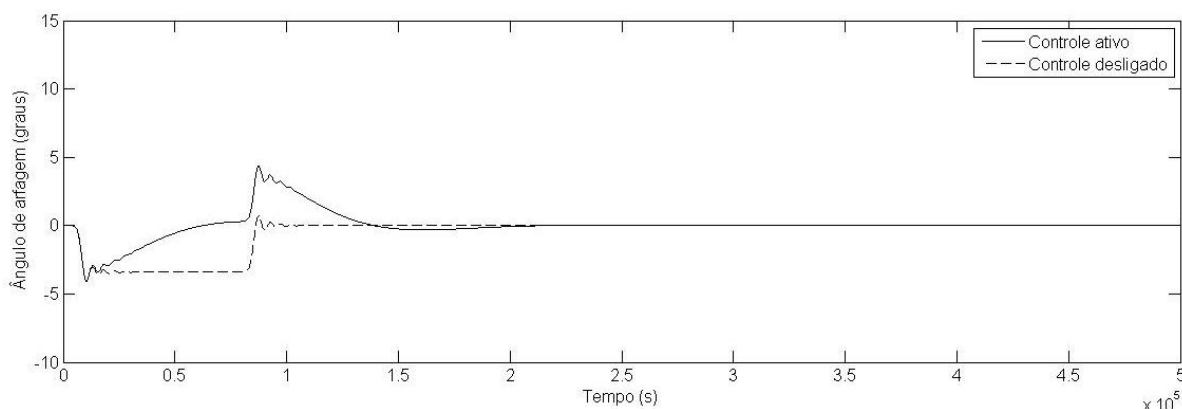


Figura 4.5 - Resposta ao degrau para o ângulo de arfagem

Contudo, para rolagem não se observa alteração de valores, apresentando resposta contínua com valor zero para o controle ligado e desligado. Tal comportamento pode ser explicado pelo método aplicado, onde as duas rodas dianteira (1 e 2) atingem o obstáculo ao mesmo tempo e apresentam variação da cota do mesmo valor.

A Figura 4.6 apresenta os valores para as acelerações da suspensão 1 e a Figura 4.7 valores de aceleração para a suspensão 3, verifica-se que os valores de aceleração são significativamente reduzidos por meio do controle, verificando-se a possibilidade de mudança na classificação de conforto para este tipo de perturbação, porém a velocidade de resposta do sistema deve ser adequada para atingir este nível de diminuição de acelerações.

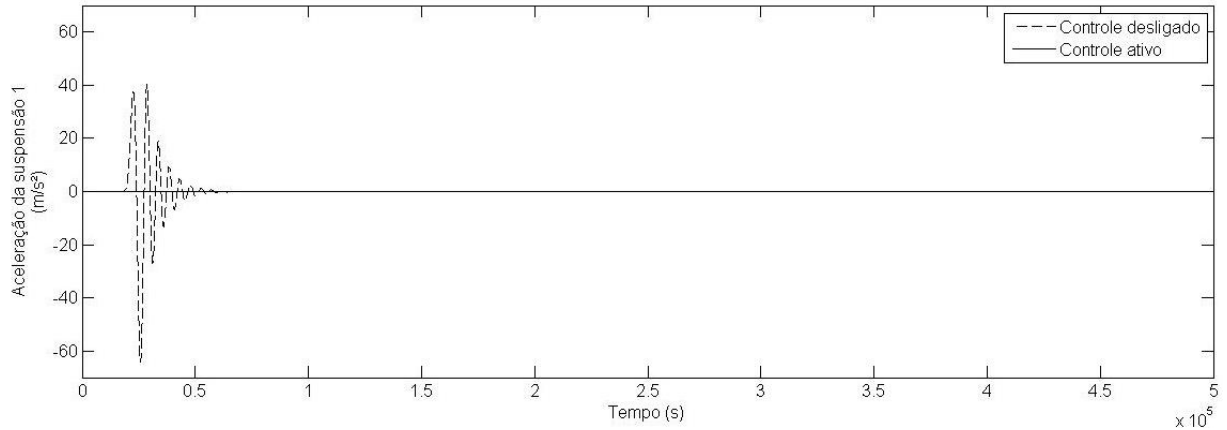


Figura 4.6 - Aceleração da suspensão 1, degrau, controle desligado.

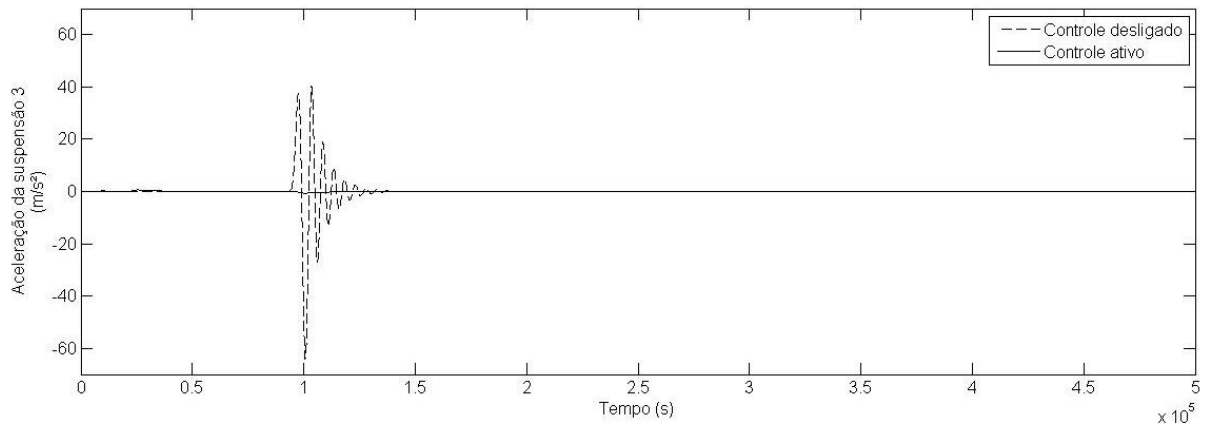


Figura 4.7 - Aceleração da suspensão 3, degrau.

### 4.1.3 Entrada do tipo Impulso

O terceiro tipo de entrada é a que simula uma perturbação do tipo impulso, onde os sistemas foram submetidos a um deslocamento do solo de uma altura de 5mm. Esta entrada também foi idealizada para simular o deslocamento da cadeira de rodas a 2m/s. O sistema ativo diminuiu significativamente os valores de deslocamento angular, aproximadamente 4°, como pode ser visualizado nas Figura 4.8 (para a arfagem). Porém, para rolagem os sinais ficam inalterados, não sendo possível verificar uma atuação significativa do controle no sentido de diminuir o deslocamento angular. Esse fenômeno pode ser explicado, possivelmente, pela característica de este tipo de entrada deslocar as duas rodas dianteiras ao mesmo tempo.



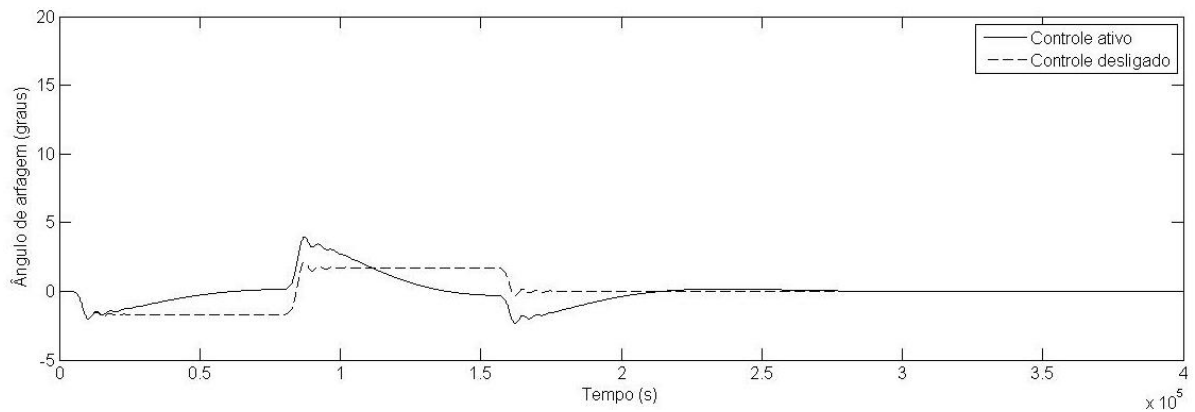


Figura 4.8 - Resposta ao impulso para arfagem Matlab Simulink.

Análogo ao comportamento de tempo de resposta do controle para entrada do tipo degrau, também é visualizado na resposta das acelerações verticais para entradas do tipo impulso, disponíveis na

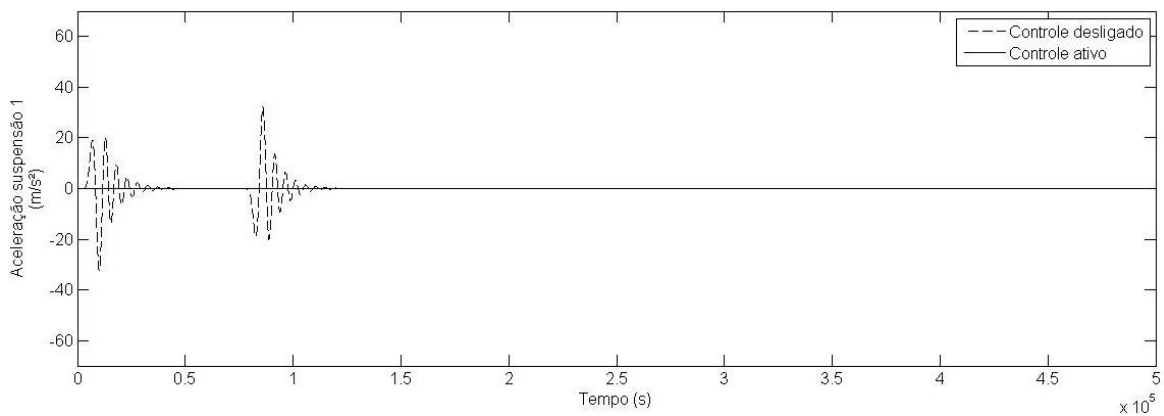


Figura 4.9 e na Figura 4.10.

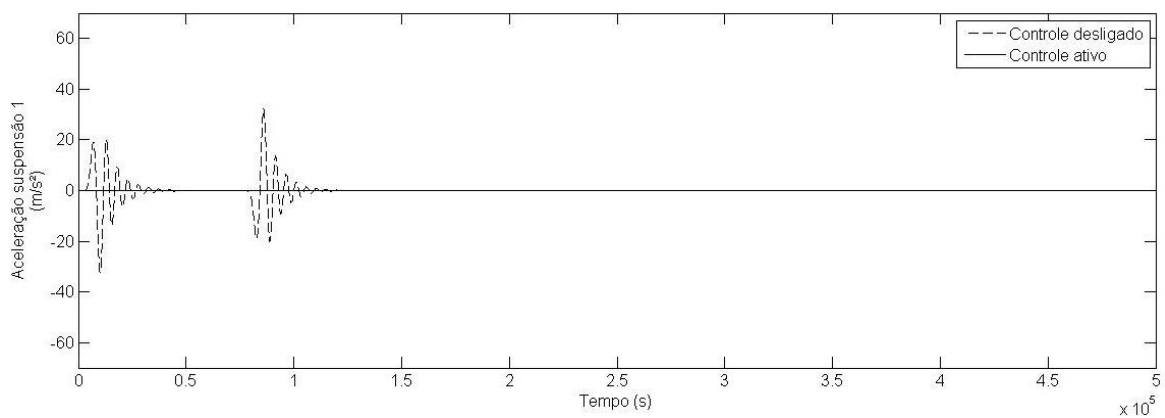


Figura 4.9 - Aceleração da suspensão 1, impulso.

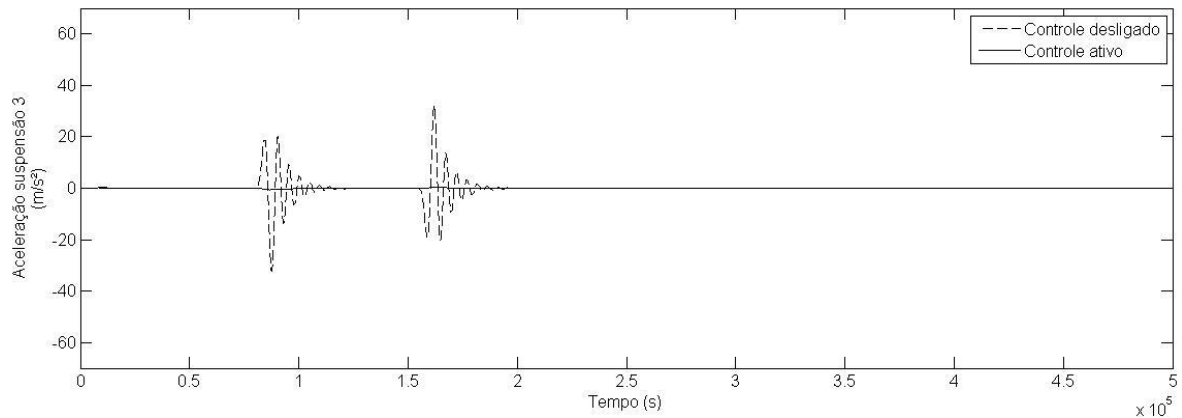


Figura 4.10 - Aceleração da suspensão 3, impulso.

## 4.2 Validação do controle experimental

A análise dos testes do protótipo virtual possibilitou mensurar e orientar a montagem dos elementos que compõem o sistema experimental. Essas análises possibilitaram um melhor entendimento do comportamento do sistema. Porém, algumas modificações foram implementadas, pois se notou que a inércia do sistema produzia deslocamento excessivo. Para tanto, foi introduzida uma camada limite na origem (erro zero), visando a diminuição excessiva do chaveamento dos motores em situações de baixo erro. Para tanto, a principal modificação foi a implantação de uma zona de controle desligado entre os valores de  $-1,5^\circ$  e  $+1,5^\circ$  para os ângulos de interesse (arfagem e rolagem).

### 4.2.1 Entrada do tipo Rampa controle experimental

As Figuras 4.11 e 4.12 mostram os ângulos para uma entrada do tipo rampa. A curva pontilhada da Figura 4.11 mostra o deslocamento angular de rolagem que uma cadeira seria submetida ao subir uma rampa com apenas uma roda lateral e a roda traseira. De acordo com a proposta deste trabalho, a rampa seria de 0,2 m de altura. Essa variação angular, em princípio, seria a mesma que a cadeira percorreria no mesmo deslocamento. Na Figura 4.11, linha contínua, mostra-se o comportamento do ângulo de rolagem com o controle PD ativo.

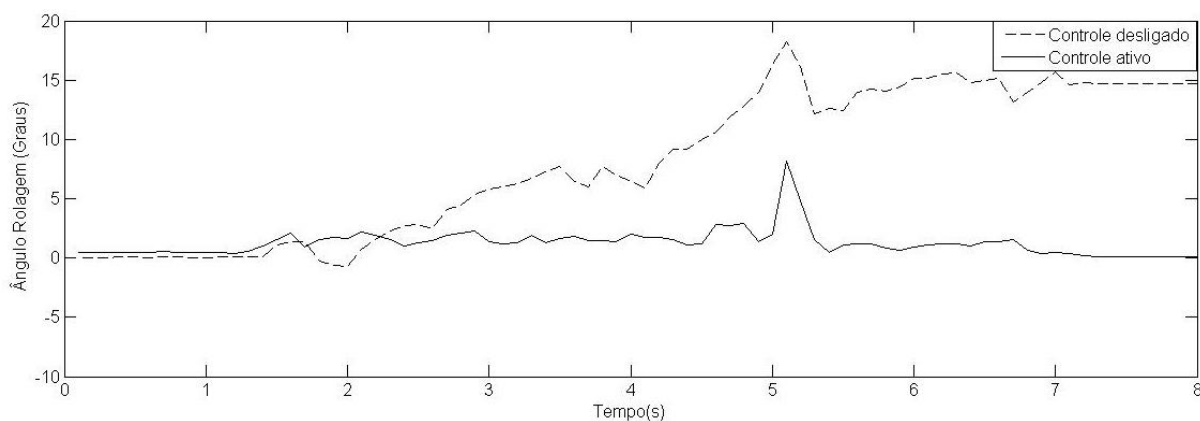


Figura 4.11 – Validação do sistema de controle para variação angular de rolagem para uma rampa.

Assim como ocorre na simulação, os valores de deslocamento angular no teste do sistema de controle também sofreram variações significativas, de aproximadamente  $4^\circ$ . A curva tracejada da Figura 4.12 mostra o deslocamento angular de arfagem que a cadeira seria submetida no mesmo teste da Figura 4.11. Ainda, na Figura 4.12, a linha contínua, simula o comportamento do ângulo de arfagem com o controle PD ativo.

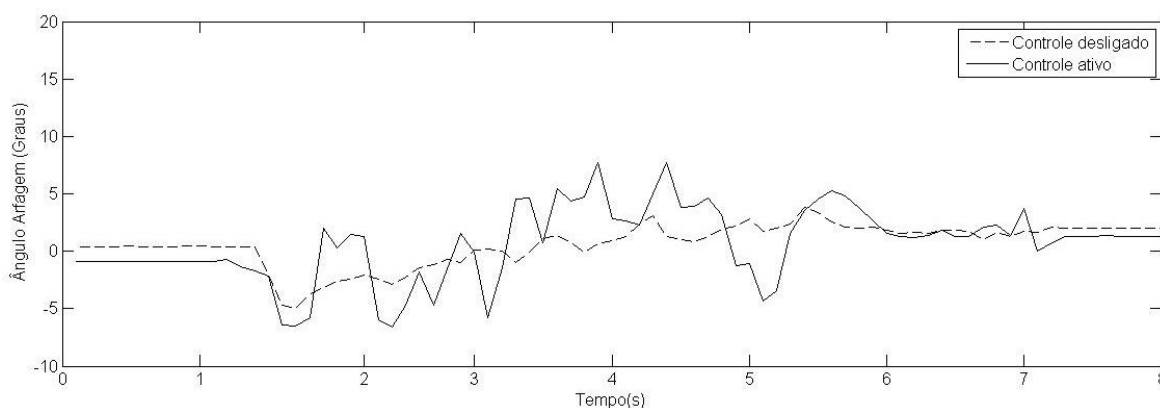


Figura 4.12 - Validação do sistema de controle para o ângulo de arfagem para uma rampa.

Contudo, os valores de aceleração da suspensão 1 e da suspensão 3 (Figura 4.13), não apresentam variações significativas (considerando importantes variações maiores que  $0,2 \text{ m/s}^2$  para acelerações). Tal incerteza ocorre, possivelmente, pela sensibilidade do sensor que pode ler vibrações como se fossem deslocamentos verticais, ou seja, pode ser ruído de leitura do sensor. Para ambas as leituras de aceleração (com controle desligado e com controle ativo), os movimentos seriam classificados como extremamente desconfortável.

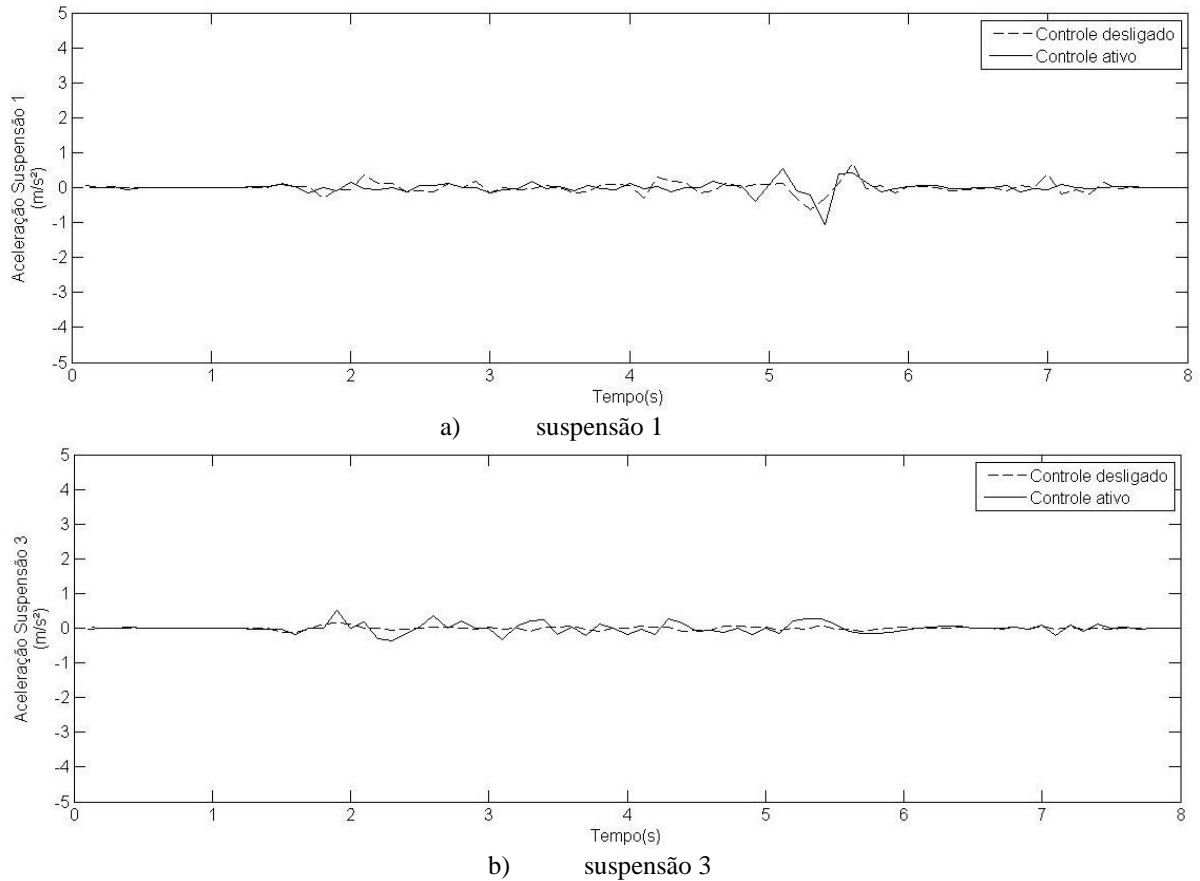


Figura 4.13 - Aceleração vertical experimental para perturbação do tipo rampa no sistema de teste de controle.

#### 4.2.2 Entrada do tipo Degrau - controle experimental

O segundo tipo de entrada de perturbação é o que simula uma entrada degrau, onde o protótipo foi submetido a um deslocamento do solo de uma altura de 10 mm. Esta entrada também foi idealizada para simular o deslocamento da cadeira de rodas a 2 m/s.

Na Figura 4.14, são mostradas as curvas de deslocamento angular de rolagem com o sistema desligado (linha tracejada) e sistema ligado (linha contínua). Verificam-se nestas curvas que o sistema de teste do controle não consegue responder com velocidade adequada, não apresentando valores significativos de diminuição de deslocamentos. Ainda, pode-se verificar que o sistema com controle ligado deixa o ângulo de rolagem com um valor de aproximadamente  $2^\circ$  de inclinação, possivelmente pela ação de desligamento do controle em torno do valor de referência ( $0^\circ$ ).

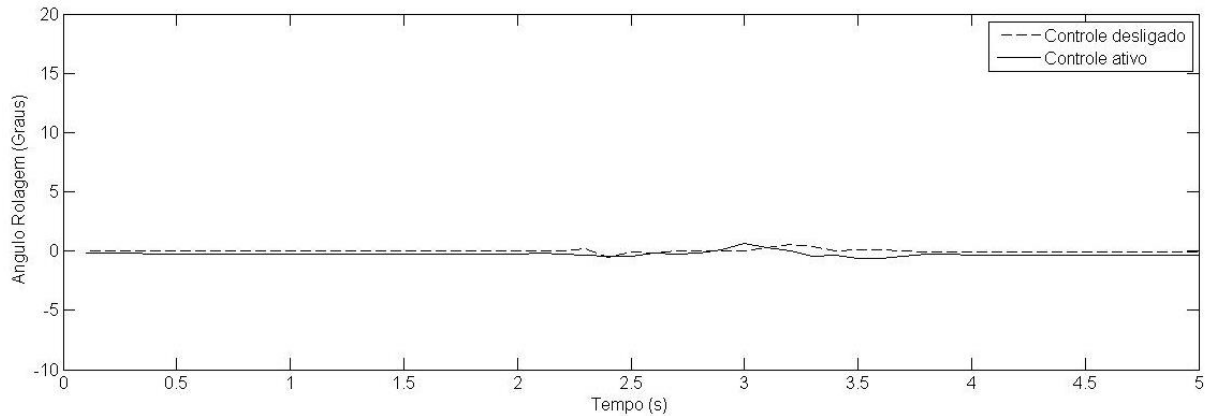


Figura 4.14 - Validação do sistema de controle para o ângulo de rolagem para entrada degrau.

De forma análoga ao deslocamento de rolagem, a variação angular de arfagem também não consegue responder com velocidade adequada, não apresentando valores significativos de diminuição de deslocamentos. Conforme a Figura 4.15, nas curvas de deslocamento angular de arfagem com o sistema desligado (linha tracejada) e sistema ligado (linha contínua), verifica-se que o ângulo de arfagem apresenta um valor de aproximadamente  $2^\circ$  de inclinação, possivelmente pela ação de desligamento do controle em torno do valor de referência ( $0^\circ$ ).

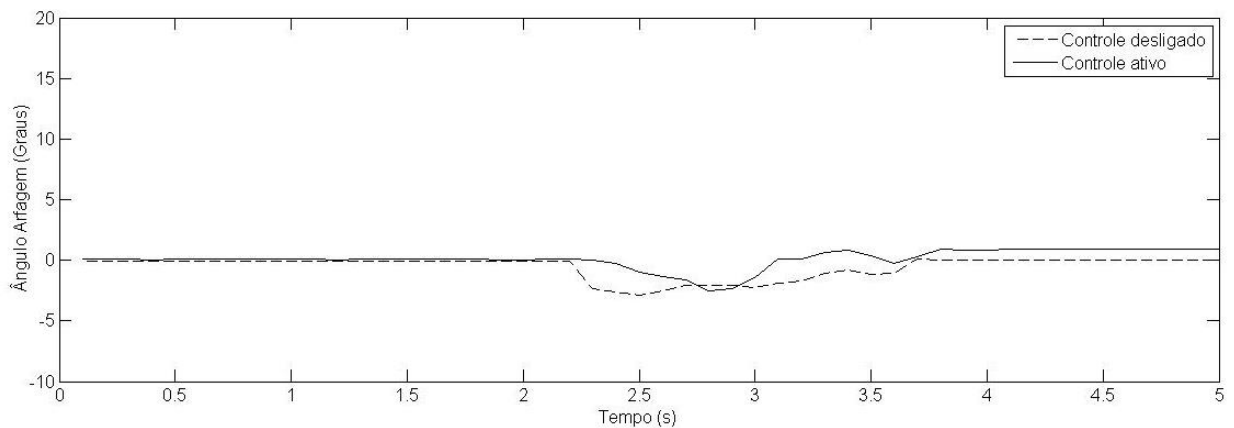


Figura 4.15 - Validação do sistema de controle para o ângulo de arfagem para um degrau.

O comportamento de tempo de resposta ineficiente do controle para arfagem e rolagem, quando submetido ao sinal tipo degrau, também é visualizado na resposta das acelerações verticais (figuras 4.16 e 4.17). O tempo de resposta do sistema pode demorar por diversos fatores, tais como:

- O atraso devido ao ponto morto do controle em torno do ângulo zero;

- O atraso no sinal gerado pelo filtro de média móvel aplicado nos valores de medição entregues ao controle;
- A inércia do sistema em responder a movimentos rápidos do atuador;
- Baixa velocidade de processamento do microprocessador (84 MHz) comparado com uma placa de controle do tipo dSpace (até 2,8 GHz);
- Pela saturação do atuador, neste caso um motor de passo em que quanto maior a velocidade angular, menor o torque entregue.

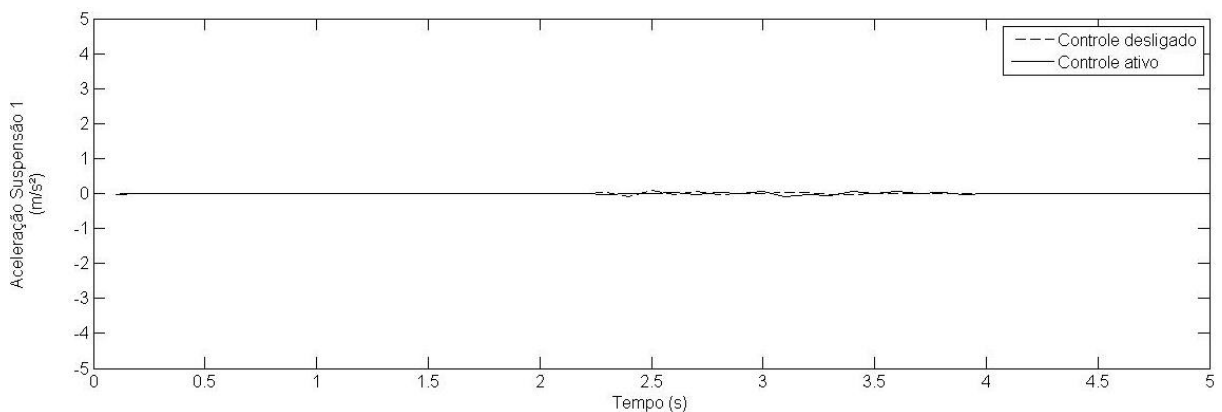


Figura 4.16 Aceleração vertical, resposta ao degrau, suspensão 1.

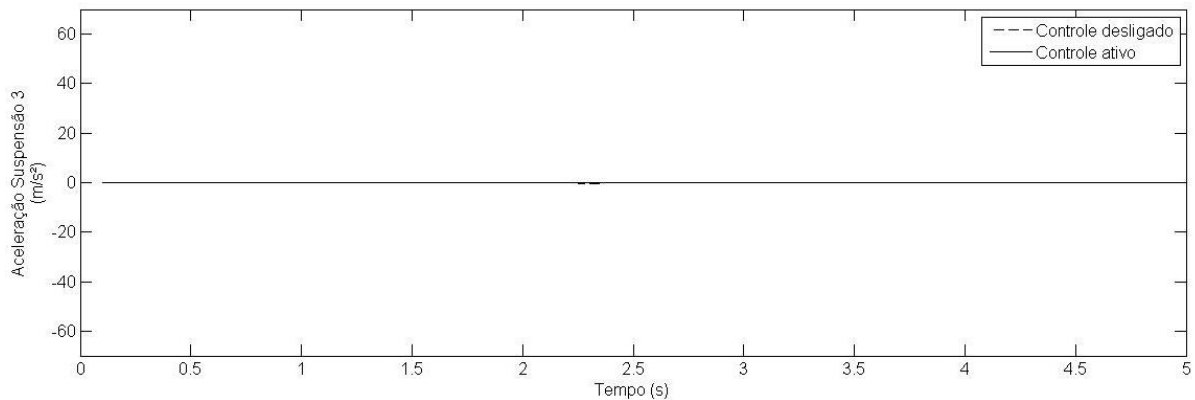


Figura 4.17 Aceleração vertical, resposta ao degrau, suspensão 3.

### 4.2.3 Entrada do tipo impulso controle experimental

O terceiro tipo de entrada é a que simula uma perturbação do tipo impulso. correspondente a um deslocamento do solo de uma altura de 5 mm. Essa entrada também foi idealizada para simular o deslocamento da cadeira de rodas a 2 m/s.

Análogo as entradas do tipo degrau, o sistema não consegue responder às perturbações em tempo adequado, como pode ser visualizado nas Figura 4.18 e Figura 4.19.

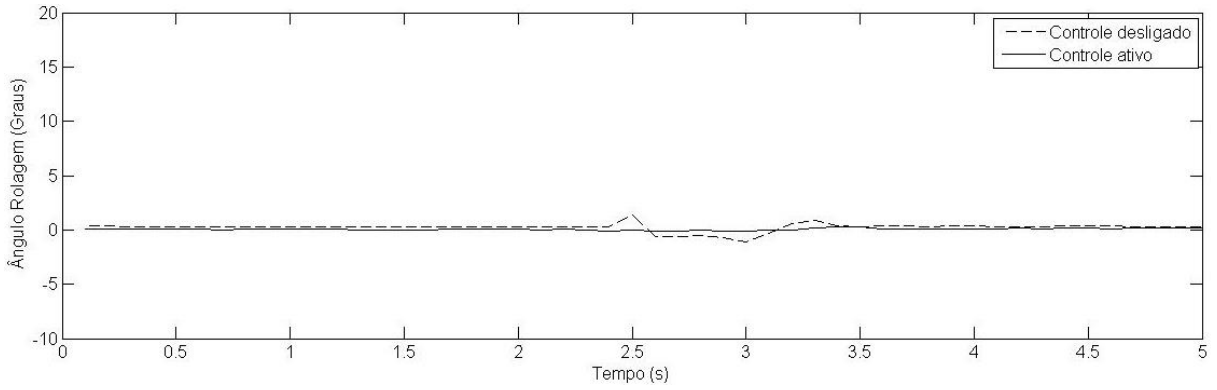


Figura 4.18 - Validação do sistema de controle para o ângulo de rolagem para um impulso.

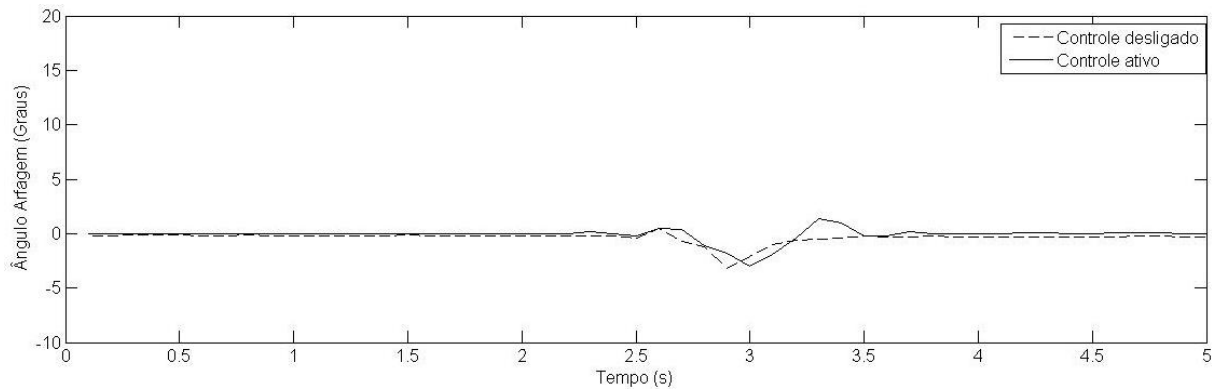


Figura 4.19 - Validação do sistema de controle para o ângulo de arfagem para um impulso.

A resposta das acelerações verticais para entradas do tipo impulso estão apresentadas nas figuras 4.20 e 4.21.

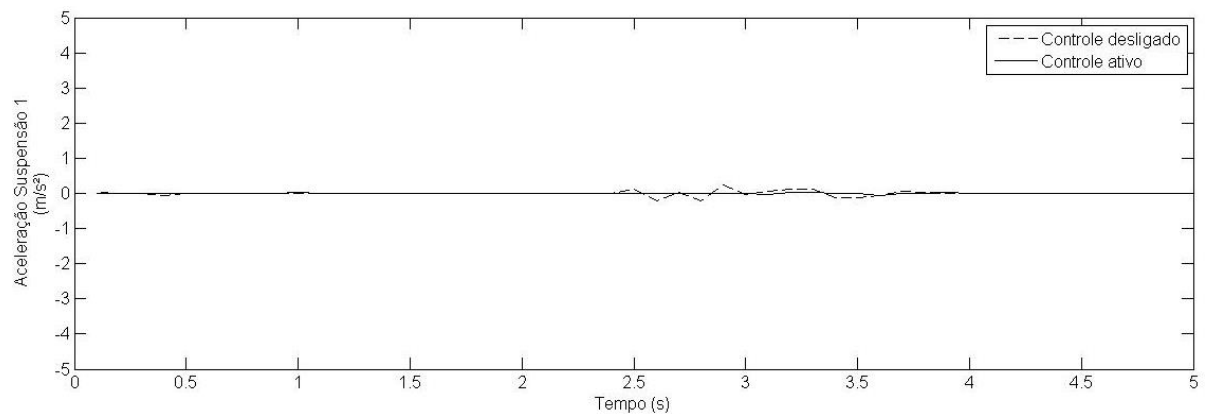


Figura 4.20 - Resposta das acelerações verticais a um impulso, suspensão 1.

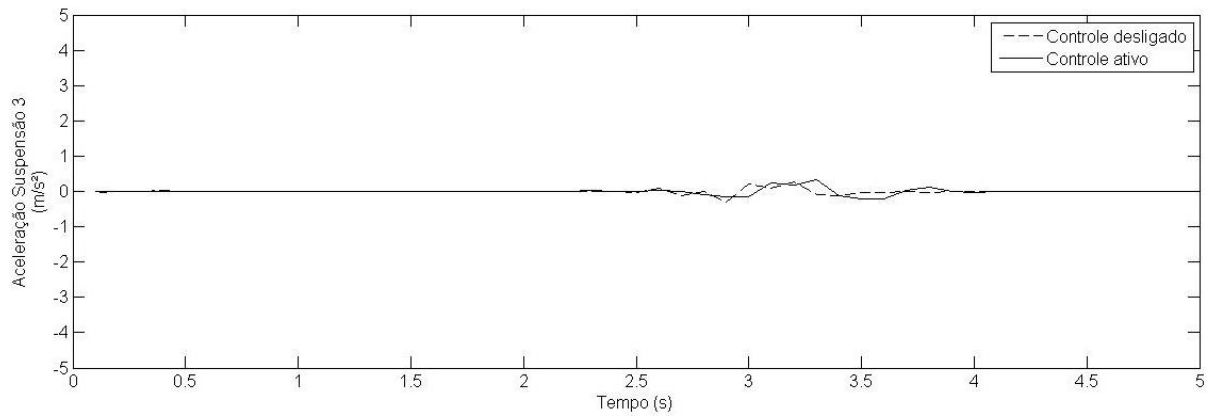


Figura 4.21 - Resposta das acelerações verticais a um impulso, suspensão 3.

Mesmo com variações de picos e aparentemente o controle diminuir os valores de aceleração, é difícil diferenciar os resultados reais da atuação do controle em entradas do tipo degrau e pico. As variações de valores de leitura podem ser resultado de ruído de leitura dos sensores. Contudo, quando as modificações de ângulo de arfagem e rolagem ocorrem a baixas velocidades, pode-se afirmar que a atuação do controle tem resultado significativo, incluindo os valores de aceleração vertical.



## 5 CONCLUSÕES

O uso de sistemas de controle de equilíbrio e nivelamento para cadeiras de rodas diminui a transmissão de forças e vibrações indesejáveis aos cadeirantes, melhorando a classificação de conforto e os ângulos de arfagem e rolagem. A diminuição dos ângulos de arfagem e rolagem possibilita que o cadeirante não seja exposto a ângulos de inclinação que possam acentuar comorbidades relacionadas ao uso de cadeiras de rodas.

A modelagem matemática do sistema de teste de controle permitiu a realização de simulações numéricas no Matlab/Simulink. A simulação numérica permitiu verificar que é possível alterar os valores da resposta da aceleração vertical e do deslocamento angular, diminuindo em até 90% o ângulo de inclinação a que o cadeirante é exposto. Essa atenuação dos valores de deslocamentos altera a transmissibilidade de forças do assento de uma cadeira de rodas, melhorando a classificação de conforto no percurso. Tais simulações oportunizaram testar parâmetros a serem aplicados no controle PD do protótipo de teste da dinâmica vertical.

Verificou-se que o controle PD implementado é mais efetivo quando o tempo de aplicação da perturbação é longo e sua variação é linear, pois essas características de perturbação permitem que o sistema tenha tempo de responder ao estímulo. Assim, como ocorre no teste numérico, os valores de deslocamento angular no sistema experimental também sofrem variações significativas, evidenciando sua maior efetividade para sinais de entrada do tipo rampa.

O comportamento dos movimentos transientes de inclinação de rolagem e arfagem com o sistema desligado atingiram valores (até 17° de inclinação) que podem provocar desconforto ao cadeirante. No entanto, com o sistema ligado, além da possibilidade de melhorar o conforto no deslocamento, pode-se diminuir a tendência ao tombamento da cadeira de um usuário de cadeiras de rodas.

O controle de nivelamento de cadeiras de rodas pode tornar o deslocamento de cadeirantes mais confortável e, possivelmente, melhora as condições físicas desses cadeirantes pela diminuição de comorbidades atreladas ao uso prolongado de cadeiras de rodas. Para tanto, o deslocamento angular de arfagem e rolagem, como de aceleração vertical podem diminuir significativamente com o uso de controles de deslocamento angular.

A modelagem e implementação numérica possibilitaram o teste de parâmetros e a definição de requisitos de desempenho na seleção de componentes para a construção do

sistema físico. A modelagem também diminuiu o desperdício de recursos e de tempo de projeto, pois foi possível determinar capacidades mínimas de desempenho para os componentes do sistema de teste de controle. Adicionalmente, o modelo numérico poderá viabilizar a simulação de novos sistemas de controle.

Verificou-se que os resultados das simulações numéricas conflitam com os resultados experimentais do sistema de testes no caso das entradas do tipo degrau e impulso. Esse conflito pode ser explicado pela menor velocidade do sistema real, principalmente no que se refere à:

- Leitura dos sensores;
- O atraso no sinal gerado pelo filtro de média móvel aplicado nos valores de medição entregues ao controle;
- O atraso devido ao ponto morto do controle em torno do ângulo zero;
- A inércia do sistema em responder a movimentos rápidos do atuador;
- Pela saturação do atuador, neste caso um motor de passo em que quanto maior a velocidade angular, menor o torque entregue.

Adicionalmente a baixa velocidade de processamento do microprocessador (84 MHz) comparado com uma placa de controle do tipo dSpace (até 2,8 GHz) contribui com o resultado da resposta do controle. Porém, para este caso justificou-se o uso de um microprocessador com a referida capacidade por apresentar menor custo, pois uma placa do tipo dSpace pode custar mais de 100 vezes o valor de um microprocessador do tipo ARM SAM3X8E, usado nesse trabalho. Pretende-se aplicar este sistema em uma cadeira de rodas e um custo alto pode inviabilizar tal aplicação.

### **5.1 Sugestões para trabalhos futuros**

O desenvolvimento de um sistema de nivelamento lateral e frontal para cadeiras de rodas motorizadas é possível e viável tecnologicamente, porém, alguns possíveis trabalhos futuros podem ser destacados:

- Investigar o controle do sistema de medição dos ângulos de sensores de inclinação. Por exemplo, com a implementação de um mais sofisticado de composição de valores de leitura de ângulos provindo de um giroscópio e de um acelerômetro, tal como um filtro de Kalman;

A implantação de um sistema de posicionamento vertical do sistema de teste de controle. Pois com o esforço de ascendência do atuador seu deslocamento é menos veloz, o sistema tende a entrar em equilíbrio em posições mais baixas que a inicial. Para este caso, pode-se instalar molas para diminuir o esforço do atuador, monitorar a posição da cota do cg pelo deslocamento dos motores de passo, adicionar um sistema de medição de deslocamento dos atuadores, entre outros; Pois, em alguns casos, é possível afirmar que o controle de inclinação em cadeiras de rodas pode auxiliar no posicionamento do centro de massa, ou seja, quando o sistema for instalado em uma cadeira de rodas o cadeirante pode ajustar a altura do assento da cadeira e a inclinação inicial de arfagem e rolagem. Para tanto, o sistema necessita prever um ajuste de referência manual para o ângulo de controle, isto é, o controle possibilite um ajuste de referência de ângulos de acordo com a estratégia que o cadeirante tenha para transpor obstáculos, tais como descidas de degraus ou meio-fio e para que o assento seja ajustado em altura e inclinações adequadas as suas necessidades.

- Investigar a influência do descolamento do contato pneu-pista no sistema de controle;
- Investigar outras técnicas de controle para o nivelamento de cadeiras de rodas, a citar controle do tipo *Skyhook* e técnicas de melhoria e adaptação de parâmetros de controle;
- Sofisticar o modelo incluindo no sistema de controle componentes dinâmicos, tais como: não-linearidades, acoplamentos dinâmicos, atrito;

## 6 BIBLIOGRAFIA

- ABEYGUNAWARDHANA, P. K. W.; MURAKAMI, T. **Self Sustaining Wheelchair Robot on a Curved Trajectory**. IEEE International Conference on Industrial Technology, India, 2006.
- ABNT NBR 06440:2002. Cadeira de rodas - Nomenclatura, termos e definições. ABNT – associação Brasileira de Normas Técnicas.
- ABREU, P. S. **Desenvolvimento da Voz do Cliente no Desdobramento da Função Qualidade (QFD): Aplicação em Projetos de Cadeira de Rodas**. Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica - UNICAMP, Campinas, 2010.
- AHMAD, S.; TOKHI, M; O. **Modelling and Control of a Wheelchair on Two Wheels**. IEE Computer Society, Second Asia International Conference on Modelling& Simulation, 2008.
- ALVARENGA, F. B.; **Desenvolvimento de Sistemas de Motorização Alternativa para Cadeiras de Rodas Convencionais**. Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica - UNICAMP, Campinas, 2002.
- ANDRÉN, P. Power spectral density approximations of longitudinal road profiles. International Journal of Vehicle Design, 2006.
- BECKER, M. **Aplicação De Tecnologias Assistivas e Técnicas de Controle em Cadeiras de Rodas Inteligentes**. Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica – UNICAMP, Campinas, 2000.
- BERSCH, R. C. R. **Design de um serviço de tecnologia assistiva em escolas públicas**. Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Design da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2009.
- BESTER, C. J. **The effect of road roughness on safety**. In: annual meeting of the transportation research board, 82. USA, 2003.

- BIERWORTH, R. D. **Design of a rear-wheel after-market suspension system for manual wheelchairs.** Dissertação de mestrado, College of Mechanical Engineering - University of South Florida. USA, 2007.
- BOIADZJIEV, G. STEFANOV, D. **Powered wheelchair control based on the dynamical criteria of stability.** Bulgaria, 2001.
- BOUABDALLAH, S. SIEGWART, R. **Design and Control of a Miniature Quadrotor.** *Advances in Unmanned Aerial Vehicles*, 2007.
- BRITISH STANDARDS INSTITUTION. BS-6841: measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock. London, 1987.
- COOPER, R. A. **Wheelchair Selection and Configuration.** Editora Demos. Pittsburgh, 1998.
- COOPER, R. A.; CORFMAN, T. A.; FITZGERALD, S. G.; BONINGER, M. L.; SPAETH, D. M.; AMMER W.; ARVA, J. **Performance Assessment of a Push rim-Activated Power-Assisted Wheelchair Control System.** IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 10, NO. 1, January 2002.
- CORFMAN, A. T.; COOPER, R. A.; FITZGERALD, S. G.; COOPER, R. **Tips and falls during electric-powered wheelchair driving:** effects of seatbelt use, leg rests, and driving speed. American Congress of Rehabilitation Medicine and the American Academy of Physical Medicine and Rehabilitation. USA, 2003.
- COSSOLINO, L. C.; PEREIRA A. H. A. **Amortecimento: Classificação e métodos de determinação.** Informativo técnico-científico ITC04-Amortecimento/ATCP. ATCP Engenharia Física. São Carlos, 2010.
- CRAIG, R.R.; **Structural Dynamics:** An introduction to computer methods. Editora John Wiley & Sons, Inc. New York, 1981.
- CREED, B.; KAHAWATTE, N.; VARNHAGEN. **Development of a full car vehicle dynamics model for use in the design of an active suspension control system.** Paper I – University of California. USA, 2010.
- DING, D.; COOPER, R. A. **Electric-Power Wheelchairs: A Review of Current Technology and Insight into Future Directions.** IEEE Control Systems Magazine. 2005.
- DODDS, C. J.; ROBSON, J. D. **The description of road surface roughness.** Journal of Sound and Vibration, Amsterdam, 1973.
- DORF, R. C.; BISHOP R. H. **Sistemas de Controle Modernos.** Editora LTC, Livros Técnicos e Científicos. Rio de Janeiro 11<sup>a</sup> ed. 2009.

- DREHMER, L. R. C.; **Otimização De Parâmetros Concentrados De Suspensão Para Conforto E Segurança Veicular.** Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, UFRGS. Porto Alegre, 2012.
- FAHEEM, A. **Study of dynamic modelling and stability of passenger cars.** Thesis (Master of Engineering) – RMIT University, Australia, 2006.
- FAI, T. C.; DELBRESSINE, F.; RAUTERBERG, M. **Vehicle seat design: state of the art and recent development.** In: WORLD ENGINEERING CONGRESS, Malaysia, 2007.
- FERREIRA, C. V., **Metodologia Para As Fases De Projeto Informacional E Conceitual De Componentes De Plástico Injetados Integrando Os Processos De Projeto E Estimativa De Custos.** Tese (Doutorado Em Engenharia Mecânica) – PPGEM, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.
- FRANK, T. G.; ABEL, E. W. **Measurement of the turning, rolling and obstacle resistance of wheelchair castor wheels.** Medical Engineering & Physics, 2004.
- FRANKLIN, G. F.; POWELL, J. D.; EMAMI-NAEINI, A. **Sistemas de controle para engenharia.** 6ª edição. Porto Alegre. Editora Bookman, 2013.
- FREITAS, P.S. **O ensino de basquetebol sobre rodas, desafios e possibilidade.** Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas - SP. 1997.
- GENTA, G. **Motor vehicle dynamics,** 1st Ed. World Scientific, 1997.
- GEORGIA INSTITUTE OF TECHNOLOGY. **Design and Analysis of MEMS Gyroscopes.** Tutorial at IEEE Sensor. 2013
- GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicles dynamics.** 6th ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.
- HOBSON, D. A. **Comparative effects of posture on pressure and shear at the body-seat interface.** Journal of rehabilitation research and development. 1992.
- <https://www.flickr.com/photos/mohistory/4911294202>, Página acessada em 23 de julho de 2015.
- HWANG, J. H.; KIM, J. S. **On the approximate solution aircraft landing gear under nonstationary random excitations.** KSME International Journal, Seoul, 2000.
- IBGE; <[www.ibge.gov.br/estadosat](http://www.ibge.gov.br/estadosat)>; Página acessada em 06 de julho de 2015.

- ICKOWZCY, E.; AOKI, T.; HIROSE, S. **Development of falcon III: terrain-adaptative body-stabilizing three-wheeled vehicle.** IEEE International Conference on Robotics and Automation, Anchorage, USA. 2010.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO-2631: **Guide for evaluation of human exposure to whole-body vibration.** Europa, 1997.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO-5008: Agricultural wheeled tractors and field machinery - **Measurement of whole-body vibration of the operator.** Europa, 2002.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO-8608: mechanical vibration – road surface profiles – reported of measured data. Europe, 1995.
- JWX-I YAMAHA; **Owner's Manual.** Manual do usuário da cadeira de rodas JWX-I. Steering Developments Ltd. Hertfordshire, 2007.
- KANG, J.; YOO, J.; YI, K. **Driving control algorithm for maneuverability, lateral stability, and rollover prevention of 4wd electric vehicles with independently driven front and rear wheel.** IEEE transactions on vehicular technology, vol. 60, no. 7. USA, 2011.
- KAWAMURA, T.; MURAKAMI, T. **Vibration Suppression for Uprising Control of Two-Wheel driven Wheelchair.** IEEE Annual Conference on Industrial Electronics Society. Australia, 2011.
- KHARBOUTLY, H.; MA, J.; BENALI, A.; THOUMIE, P.; PASQUI, V.; BOUZIT, M. **Design of Multiple Axis Robotic Platform for Postural Stability Analysis.** IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering. USA, 2015.
- KIM, S.; SEO, J.; KWON, S. J. **Development of a two-wheeled mobile tilting & balancing (mtb) robot.** IEEE International Conference on Control, Automation and Systems. Gyeonggi-do, 2011.
- KOONTZ, A. M.; BRINDLE, E. D.; JAKANKIPATI, P.; FEATHERS, D.; COOPER, R. A. **Design features that affect the maneuverability of wheelchairs and scooters.** Department of Bioengineering, University of Pittsburgh, Pittsburgh, USA 2009.
- LEE, S. **Active suspension control with direct-drive tubular linear brushless permanent-magnet motor.** IEEE Transactions on control systems technology. USA, 2010.
- LI, W.; HATA, N.; HORI, Y. **Prevention of overturn of power assisted wheelchair using novel stability condition.** IEEE Annual Conference of Industrial Electronics. USA, 2005.

- LOMBARDI JUNIOR, A. B.. **Desenvolvimento e modelagem de uma cadeira de rodas servo-assistida para crianças**. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – UNICAMP, Campinas, 2002.
- MALMEDAHL, G. A. A method for the characterization of off-road terrain severity. Thesis (Master of Science) – The Ohio State University, Ohio, 2006.
- MARCO FILHO, F. **Elementos de Transmissão Flexíveis**. Livro eletrônico, Departamento de Engenharia Mecânica POLI/UFRJ, 2009.
- MARINOS, P. N. **Fuzzy logic and its application to switching systems**. IEEE transactions on computers, no. USA, 1969.
- MASON, B. **The Ergonomics of Wheelchair Configuration for optimal Sport Performance**. A doctoral Thesis submitted in partial fulfillment of the requirements for the award of Doctor of Philosophy of Loughborough University. England, 2011.
- MIAYATA, J.; KAIDA, Y.; MURAKAMI, T. **Coordinate-Based Power-Assist Control of Electric Wheelchair for a Caregiver**. IEEE Transactions on Industrial Electronics, USA, 2008.
- SCHMIDT, M. D. **Simulation And Control of a Quadrimotor Unmanned Aerial Vehicle**. 24th USENIX Security Symposium is sponsored by USENIX. Washington, D.C. USA. 2011
- MINDFULLY;<<http://www.mindfully.org/Technology/2003/Wheelchair-BOT13aug03.htm>>. Página acessada em 29 de novembro de 2011.
- MORSCH, I. B. **Análise estrutural de veículos comerciais tipo ônibus**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, UFRGS. Porto Alegre, 2001.
- MORTIMER, R. **Tecnologias assistivas, ajudas técnicas e seu papel na sociedade – melhoria na qualidade de vida**. Tecnologia e Inovação para Pessoas com Deficiência: Anais. Velhos Guerreiros Editoras. São Paulo, 2010.
- NAKAMURA, A.; MURAKAMI, T. A. **Stabilization control of two wheels driven wheelchair**. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2011.
- NETO, V. M., **Metodologia para garantia da confiabilidade no desenvolvimento de produtos mecatrônicos**. Tese (doutorado em engenharia mecânica) – CTC/EMC, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2002.
- NOMURA, S.; MURAKAMI, T. **Power Assist Control of Electric wheelchair Using Equivalent Jerk Disturbance under Slope Environment**. The 11<sup>th</sup> IEEE International Workshop on advanced Motion Control. Nagaoka, Japan, 2010.



- OGATA, K.; Engenharia de controle moderno. 5 edição. Editora Pearson Prendice Hall. São Paulo, 2012.
- OH, S.; HATA, N.; HORI, Y. **Integrated motion control of a wheelchair in the longitudinal, lateral, and pitch directions.** IEEE transactions on industrial electronics, 2008.
- OOCITES; <http://www.oocities.org/stuportner/files/stair.gif>. Página acessada em 19 de agosto de 2015.
- PAHL, G.; BEITZ, W. **Engineering design: a systematic approach, 2<sup>nd</sup> ed.** London: Springer-Verlag. England, 1996.
- PALMER, K. T.; GRIFFIN, M. J.; BENDALL, H.; PANNET, B.; COGGON, D. **Prevalence and pattern of occupational exposure to whole body vibration in Great Britain: findings from a national survey.** Occupational Environmental Medicine, London. England, 2000.
- RAJAMANI, R. **Vehicle Dynamics and Control.** Mechanical Engineering Series, Springer, USA, 2006.
- RAJAMANI, R.; PIYABONGKARN, D.; TSOURAPAS, V.; LEW, J. Y. **Real-time estimation of roll angle and CG height for rollover prevention applications.** American control conference. Hyatt regency riverfront, St. Louis, MO, USA, 2009.
- REATEM. Cadeira de rodas motorizada. <<http://reateam.com.br/index.php/linha-adulto.html>>, Página acessada em 23 de julho de 2015.
- REIS, A., V., **Desenvolvimento De Concepções Para A Dosagem E Deposição De Precisão Para Sementes Miúdas.** Tese (Doutorado Em Engenharia Mecânica) – Ctc/Emc, Universidade Federal De Santa Catarina. Florianópolis, 2003.
- SEATMOBILE, <http://www.seatmobile.com.br/>. Página acessada em 17 de setembro de 2015.
- SEKI, H.; SUGIMOTO, T.; TADAKUMA, S. **Straight and circular road driving control of power assisted wheelchair based on balanced assisted torque.** Department of Electrical, Electronics and Computer Engineering, Faculty of Engineering, Chiba Institute of Technology Tsudanuma, Narashino, Chiba. IEEE Annual Conference of Industrial Electronics, 2005.
- SENNA, C. E.; SANTOS R. G. **Tecnologia assistiva& design: um estudo sobre a aplicação da funcionalidade e da estética nos produtos industriais.** Anais do 8º congresso

- Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Design. Associação de Ensino e Pesquisa de Nível Superior de Design do Brasil (AEND/Brasil). São Paulo, 2008.
- SILVA, J. F.; **Padrões de Propulsão para Cadeiras de Rodas e Seus Fatores de Desempenho**. Dissertação de mestrado, Programa de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP. Campinas, 2009.
- SILVA, L. C. A.; **Identificação e simulações do Comportamento do Pneu Visando a Implementação de Controle em Cadeira de Rodas Motorizadas**. Tese de doutorado, Programa de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP, Campinas, 2011.
- SILVA, L. C. A.; **Princípios básicos de um laboratório virtual para veículos: Aplicação em acessibilidade**. Dissertação de mestrado, Programa de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP, Campinas, 2007.
- SON, Y. SHIN, H. KIM, D. PARK, Y. NOH, J. CHOI, K. CHOI, J. KIM, Y. **Rocking Drones with Intentional Sound Noise on Gyroscopic Sensors**. *Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST)*. 2015
- SU, K. H., CHANG, T. H., SU, S. F. **Design of Fuzzy-based magnetic suspension vibrator for electric wheelchair**. IEEE 12<sup>th</sup> International Conference on Networking, Sensing and Control. Taipei, Taiwan, 2015.
- TSAI, M. C.; WU, K. S.; HSUEH, P. W. **Synchronized Motion Control for Power-Wheelchairs**. Fourth International Conference on Innovative Computing, Information and Control. Kaohsiung, Taiwan, 2009.
- WHITE, A. A.; PANJABI, M. M. *Biomechanics of the spine*. Philadelphia: Lippincott Williams & Wilkins, USA, 1990.
- WOLF, E. J.; COOPER, R. A.; DI GIOVINE, C. P.; BONINGER, MICHAEL L.; SONGFENGGUO, A. **Technical note using the absorbed power method to evaluate effectiveness of vibration absorption of selected seat cushions during manual wheelchair propulsion**. Departments of Rehabilitation Science and Technology and Bioengineering and of Physical Medicine and Rehabilitation, University of Pittsburgh. USA, 2004.
- WONG, J. Y. **Theory of ground vehicles**. 3rd ed. New York: John Wiley and Sons, 2001.