



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação

Leonardo Duarte Milfont

Análise de Trajetória de uma Cadeira de Rodas Semiautônoma: uma abordagem dinâmica

Campinas

2022



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação

Leonardo Duarte Milfont

Análise de Trajetória de uma Cadeira de Rodas Semiautônoma: uma abordagem dinâmica

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica, na Área de Energia Elétrica.

Orientador: Prof. Dr. José Antenor Pomilio

Este exemplar corresponde à versão final da tese defendida pelo aluno Leonardo Duarte Milfont, e orientada pelo Prof. Dr. José Antenor Pomilio

Campinas

2022

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

M598a Milfont, Leonardo Duarte, 1995-
Análise de trajetória de uma cadeira de rodas semiautônoma: uma abordagem dinâmica / Leonardo Duarte Milfont. – Campinas, SP : [s.n.], 2022.

Orientador: José Antenor Pomilio.
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação.

1. Cadeiras de rodas. 2. MATLAB (Programa de computador). 3. Robôs móveis. 4. Robôs - Programação. 5. Robôs - Sistemas de controle. 6. Análise de trajetória. I. Pomilio, José Antenor, 1960-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação. III. Título.

Informações Complementares

Título em outro idioma: Trajectory analysis of a semi-autonomous wheelchair: a dynamic approach

Palavras-chave em inglês:

Wheelchair

MATLAB (Computer program)

Mobile robots

Robots - Programming

Robots - Control Systems

Trajectory analysis

Área de concentração: Automação

Titulação: Mestre em Engenharia Elétrica

Banca examinadora:

José Antenor Pomilio [Orientador]

Dalton de Araújo Honório

Eric Rohmer

Data de defesa: 23-09-2022

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Elétrica

Identificação e informações acadêmicas do(a) aluno(a)

- ORCID do autor: <https://orcid.org/0000-0002-5191-7033>

- Currículo Lattes do autor: <http://lattes.cnpq.br/0154447269922139>

Comissão julgadora - Dissertação de Mestrado

Candidato: Leonardo Duarte Milfont RA: 264530

Data da Defesa: 23 de setembro de 2022

Título da Dissertação: "Análise de Trajetória de uma Cadeira de Rodas Semiautônoma: uma abordagem dinâmica".

Título em outro idioma: "Trajectory Analysis of a Semi-Autonomous Wheelchair: a dynamic approach".

Prof. Dr. José Antenor Pomilio (Presidente, FEEC/UNICAMP)

Prof. Dr. Dalton de Araújo Honório (DEE/UFC)

Prof. Dr. Eric Rohmer (FEEC/UNICAMP)

A ata de defesa, com as respectivas assinaturas dos membros da Comissão Julgadora, encontra-se no SIGA (Sistema de Fluxo de Dissertação/Tese) e na Secretaria de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação.

Dedico esta tese à Deus, à meus pais Neco e Mônica, aos meus avós João e Socorro e aos meus irmãos Pedro Levi e Lucas.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente à Deus por ter me dado força para concluir este trabalho diante das dificuldades impostas pela pandemia de Covid-19, por não ter me deixado esmorecer em nenhum momento e sempre seguir em frente até o fim.

Agradeço aos meus pais Neco e Mônica por sempre me darem todo o apoio que preciso, aos meus avós João e Socorro por acreditarem sempre em mim e aos meus irmãos Lucas e Pedro Levi por serem companheiros quando precisei.

Agradeço à minha mãe e à colaboradora de minha casa no Ceará Ruth por terem me proporcionado um ambiente para trabalhar em casa durante a pandemia.

Agradeço aos meus amigos do Ceará: os Sonoplastas e os Peacky Chorers, em especial ao amigo Thiago Teodosio que me apoiou no desenvolvimento deste trabalho nas vezes em que precisei.

Agradeço ao meu orientador Professor José Antenor Pomílio por ter me dado suporte ao desenvolvimento deste projeto e me orientado com dignidade, sabedoria e fundamentação científica.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

Agradeço também à FUNCAMP e à SEW-Eurodrive pelo auxílio financeiro da pesquisa.

Resumo

Este trabalho visa estudar as principais causas de desvio de trajetória em uma cadeira de rodas semiautônoma, quando tal veículo é submetido a diversas condições físicas e ambientais, tais como deslocamento da posição do centro de massa, diferença de atrito entre os pneus, diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso, movimentação em rampas e desalinhamento das rodas castor. Para verificar os efeitos destas condições físicas sobre o movimento do veículo, foi desenvolvido um simulador baseado na integração entre os softwares *Matlab/Simulink*[®] e *CoppeliaSim*[®], em que o primeiro transmite um comando de torque e velocidade para o outro, e o segundo devolve uma informação de carga ao eixo do motor, tudo feito por meio da API remota. A estrutura de controle e acionamento de um motor do tipo PMSM é desenvolvida no *Matlab/Simulink*[®], através de dois controladores PI em cascata para regulação de corrente e velocidade no eixo, respectivamente. Tal motor é acionado por meio do modelo em variáveis médias de um inversor trifásico com modulação PWM senoidal. As características mecânicas do veículo e do ambiente, tais como massa, momento de inércia, posição do centro de massa, orientação das rodas castor, área de contato com o piso, terrenos em rampa e atrito no solo são configuradas no *CoppeliaSim*[®]. Para melhor compreensão da dinâmica física do veículo foi feito um estudo de modelos mecânicos para a cadeira de rodas, inicialmente avaliando o seu modelo cinemático e posteriormente estendendo este estudo para a dinâmica do veículo, valendo-se da equação de Euler-Lagrange para desenvolver uma equação diferencial que descreva a movimentação da cadeira considerando o efeito de forças externas. Por fim, evidencia-se que desvios de trajetória se refletem na característica de torque em cada motor e por consequência na corrente de eixo em quadratura. As diferenças nestas correntes e no torque refletem desvios indesejados na direção de movimento do veículo.

Palavras-chaves: Cadeira de Rodas Semiautônoma; *Matlab/Simulink*[®]; *CoppeliaSim*[®]; Trajetória.

Abstract

This work aims to study the main causes of trajectory deviation in a semi-autonomous wheelchair, when such vehicle is subjected to different physical and environmental conditions, such as displacement of the center of mass position, friction difference between the tires, different areas of contact between tires and the ground, movement on ramps and misalignment of castor wheels. To verify the effects of these physical conditions on the movement of the vehicle, a simulator was developed based on the integration between *software Matlab/Simulink*[®] and *CoppeliaSim*[®], where the first transmits a torque and speed command to the other, and the other returns load information to the motor shaft, all done through the remote API. The control and drive structure of a PMSM type motor is developed in *Matlab/Simulink*[®], through two cascaded PI controllers for current and speed regulation on the axis, respectively. Such a motor is driven by means of the model in average variables of a three-phase inverter with sinusoidal PWM modulation. The mechanical characteristics of the vehicle and the environment, such as mass, moment of inertia, position of the center of mass, orientation of the caster wheels, area of contact with the ground, uneven terrain and friction on the ground are configured in *CoppeliaSim*[®]. For a better understanding of the physical dynamics of the vehicle, a study of mechanical models for the wheelchair was carried out, initially evaluating its kinematic model and later extending this study to the vehicle dynamics, using the Euler-Lagrange equation to develop a differential equation that describes the movement of the chair considering the effect of external forces. Finally, it is evident that trajectory deviations are reflected in the torque characteristic in each motor and, consequently, in the quadrature axis current. Differences in these currents and torque reflect undesired deviations in vehicle movement direction.

Keywords: Semi-Autonomous Wheelchair; *Matlab/Simulink*[®]; *CoppeliaSim*[®]; Trajectory.

*“Quando a vida bater forte
e sua alma sangrar,
quando esse mundo pesado
lhe ferir, lhe esmagar...
É hora do recomeço.
Recomece a LUTAR.”
(Bráulio Bessa)*

Lista de ilustrações

Figura 2.1 – Evolução histórica das cadeiras de rodas	34
Figura 2.2 – Tipos de cadeiras de rodas manuais: (a) convencional; (b) para amputados; (c) hemiplégica e (d) ultraleve	37
Figura 2.3 – Tipos de cadeiras de rodas motorizadas: (a) bases; (b) cadeira de rodas motorizada; (c) <i>scooters</i>	39
Figura 2.4 – Tipos de rodas castor	39
Figura 2.5 – Servo motor de 24V do tipo brushless para acionamento de sistemas	41
Figura 2.6 – Resumo de um sistema de acionamento para motor elétrico	43
Figura 3.1 – Diagrama de acionamento e controle do PMSM	47
Figura 3.2 – Diagrama elétrico do inversor acoplado ao Motor Síncrono de Ímãs Permanentes (PMSM)	48
Figura 3.3 – Modulação por largura de pulso senoidal para inversores trifásicos	49
Figura 3.4 – Circuito equivalente para modelo médio do inversor trifásico com carga conectada em estrela	49
Figura 3.5 – Simulação do modelo chaveado e médio do inversão trifásico para cargas conectadas em estrela	51
Figura 3.6 – Correntes trifásicas para modelo chaveado e modelo médio, respectivamente	51
Figura 3.7 – Comparação entre as correntes e tensões para os modelos médio e chaveado, respectivamente	52
Figura 3.8 – Espectro em frequência para as correntes e tensões, respectivamente	52
Figura 3.9 – Circuito equivalente para modelo médio do inversor trifásico com PMSM acoplado	53
Figura 3.10–Diagrama LGR para malha de corrente	56
Figura 3.11–Resposta ao degrau para malha de corrente	56
Figura 3.12–Degrau de corrente I_{sq} e resposta de velocidade	59
Figura 3.13–Diagrama LGR para malha de velocidade com ganho $K_p = 0,21017$	61
Figura 3.14–Diagrama LGR para malha de velocidade com ganho $K_p = 0,81017$	61
Figura 3.15–Resposta ao degrau para malha de velocidade com ganho $K_p = 0,21017$	62
Figura 3.16–Resposta ao degrau para malha de velocidade com ganho $K_p = 0,81017$	62
Figura 4.1 – Diagrama de integração entre os <i>softwares Matlab/Simulink</i> [®] e <i>CoppeliaSim</i> [®]	65
Figura 4.2 – Simulação em blocos do acionamento elétrico do PMSM	66
Figura 4.3 – Bloco de transformada direta de <i>Park</i>	68

Figura 4.4 – Blocos de controle de corrente e velocidade	68
Figura 4.5 – Blocos de transformada inversa de corrente e velocidade <i>Park</i>	69
Figura 4.6 – Visão geral do ambiente de simulação do <i>CoppeliaSim</i> [®]	71
Figura 4.7 – Estrutura da cadeira de rodas	72
Figura 4.8 – Pontos de conexão por juntas de revolução	73
Figura 4.9 – Hierarquia entre os objetos de cena	74
Figura 4.10 – Propriedades dos materiais na biblioteca Open Dynamics Engine (ODE)	76
Figura 4.11 – Propriedades dinâmicas das juntas	77
Figura 4.12 – Propriedades geométricas dos <i>shapes</i>	78
Figura 4.13 – Roda motriz	79
Figura 4.14 – Roda castor	80
Figura 4.15 – Propriedades dinâmicas do conjunto	80
Figura 4.16 – Conexão mecânica entre a roda castor e o corpo do veículo	81
Figura 4.17 – Referenciais para medição de posições angulares e lineares	84
Figura 4.18 – Blocos de comando da simulação	86
Figura 4.19 – Condição de deslocamento sem desbalanços	88
Figura 4.20 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento sem desbalanços	89
Figura 4.21 – Torque e velocidade para deslocamento sem desbalanços	90
Figura 4.22 – Resíduos de torque e velocidade para deslocamento sem desbalanços	91
Figura 4.23 – Trajetória em arco da cadeira de rodas	92
Figura 4.24 – Torque e velocidade para trajetória em arco	93
Figura 4.25 – Giro em torno do centro geométrico	94
Figura 4.26 – Torque e velocidade para giro em torno do centro geométrico	95
Figura 4.27 – Configurações possíveis para desalinhamento de 90° de uma das rodas castor	96
Figura 4.28 – Condições de deslocamento do veículo com desalinhamento de 90° de uma das rodas castor	96
Figura 4.29 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de +90° da roda castor direita	97
Figura 4.30 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de +90° da roda castor esquerda	97
Figura 4.31 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de -90° da roda castor direita	98
Figura 4.32 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de -90° da roda castor esquerda	98
Figura 4.33 – Torque e velocidade para movimento com a roda castor direita desalinhada de +90°	99

Figura 4.34–Torque e velocidade para movimento com a roda castor esquerda desalinhada de $+90^\circ$	100
Figura 4.35–Torque e velocidade para movimento com a roda castor direita desalinhada de -90°	100
Figura 4.36–Torque e velocidade para movimento com a roda castor esquerda desalinhada de -90°	101
Figura 4.37–Resíduos de torque e velocidade para movimento com roda castor direita desalinhada de $+90^\circ$	102
Figura 4.38–Resíduos de torque e velocidade para movimento com roda castor esquerda desalinhada de $+90^\circ$	102
Figura 4.39–Resíduos de torque e velocidade para movimento com roda castor direita desalinhada de -90°	103
Figura 4.40–Resíduos de torque e velocidade para movimento com roda castor esquerda desalinhada de -90°	103
Figura 4.41–Configurações possíveis para desalinhamento de 90° de ambas as rodas castor	104
Figura 4.42–Condição de deslocamento com desalinhamento de 90° para ambas as rodas castor	105
Figura 4.43–Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de $+90^\circ$ de ambas as rodas castor	106
Figura 4.44–Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de $+90^\circ$ da castor direita e de -90° da castor esquerda . . .	106
Figura 4.45–Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de -90° de ambas as rodas castor	107
Figura 4.46–Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de -90° da castor direita e de $+90^\circ$ da castor esquerda . . .	107
Figura 4.47–Torque e velocidade para deslocamento com ambas as rodas castor a $+90^\circ$	108
Figura 4.48–Torque e velocidade para deslocamento com castor direita a $+90^\circ$ e castor esquerda a -90°	108
Figura 4.49–Torque e velocidade para deslocamento com ambas as rodas castor a -90°	109
Figura 4.50–Torque e velocidade para deslocamento com castor direita a -90° e castor esquerda a $+90^\circ$	109
Figura 4.51–Resíduos de torque e velocidade para movimento com ambas as rodas castor desalinhadas de $+90^\circ$	110
Figura 4.52–Resíduos de torque e velocidade para movimento com castor direita a $+90^\circ$ e castor esquerda a -90°	110

Figura 4.53–Resíduos de torque e velocidade para movimento com ambas as rodas castor desalinhadas de -90°	111
Figura 4.54–Resíduos de torque e velocidade para movimento com castor direita a -90° e castor esquerda a $+90^\circ$	111
Figura 4.55–Configurações possíveis para desalinhamento de 180° das rodas castor .	112
Figura 4.56–Condição de deslocamento com desalinhamento de 180° das rodas castor	113
Figura 4.57–Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de 180° de ambas as rodas castor	113
Figura 4.58–Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de 180° da roda castor direita	114
Figura 4.59–Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de 180° da roda castor esquerda	114
Figura 4.60–Torque e velocidade para deslocamento com ambas as rodas castor a 180°	115
Figura 4.61–Torque e velocidade para deslocamento com roda castor direita a 180° .	116
Figura 4.62–Torque e velocidade para deslocamento com roda castor esquerda a 180°	116
Figura 4.63–Resíduos de torque e velocidade para movimento com ambas as rodas castor desalinhadas de 180°	117
Figura 4.64–Resíduos de torque e velocidade para movimento com roda castor direita desalinhada de 180°	118
Figura 4.65–Resíduos de torque e velocidade para movimento com roda castor esquerda desalinhada de 180°	118
Figura 4.66–Condição de movimento com centro de massa deslocado	119
Figura 4.67–Posição em metros da cadeira de rodas para movimento com centro de massa deslocado para a direita	120
Figura 4.68–Posição em metros da cadeira de rodas para movimento com centro de massa deslocado para a esquerda	120
Figura 4.69–Torque e velocidade para movimento com centro de massa deslocado para a direita	121
Figura 4.70–Torque e velocidade para movimento com centro de massa deslocado para a esquerda	121
Figura 4.71–Resíduos de torque e velocidade para movimento com centro de massa deslocado para a direita	122
Figura 4.72–Resíduos de torque e velocidade para movimento com centro de massa deslocado para a esquerda	123
Figura 4.73–Condição de deslocamento com diferença de atrito entre os pneus . . .	124
Figura 4.74–Posição em metros da cadeira de rodas para movimento com diferença de atrito entre os pneus - $\mu_r = 0,2$ e $\mu_l = 1$	124

Figura 4.75–Posição em metros da cadeira de rodas para movimento com diferença de atrito entre os pneus - $\mu_r = 1$ e $\mu_l = 0,2$	125
Figura 4.76–Torque e velocidade para deslocamento com diferença de atrito entre os pneus - $\mu_r = 0,2$ e $\mu_l = 1$	126
Figura 4.77–Torque e velocidade para deslocamento com diferença de atrito entre os pneus - $\mu_r = 1$ e $\mu_l = 0,2$	127
Figura 4.78–Resíduos de torque e velocidade para movimento com diferença de atrito entre os pneus - $\mu_r = 0,2$ e $\mu_l = 1$	127
Figura 4.79–Resíduos de torque e velocidade para movimento com diferença de atrito entre os pneus - $\mu_r = 1$ e $\mu_l = 0,2$	128
Figura 4.80–Condição de deslocamento com diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso	129
Figura 4.81–Posição em metros da cadeira de rodas para movimento com diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso - $A_r = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ e $A_l = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$	129
Figura 4.82–Posição em metros da cadeira de rodas para movimento com diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso - $A_r = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ e $A_l = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$	130
Figura 4.83–Torque e velocidade para diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso - $A_r = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ e $A_l = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$	131
Figura 4.84–Torque e velocidade para diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso - $A_r = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ e $A_l = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$	131
Figura 4.85–Resíduos de torque e velocidade para movimento com diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso - $A_r = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ e $A_l = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$	132
Figura 4.86–Resíduos de torque e velocidade para movimento com diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso - $A_r = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ e $A_l = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$	133
Figura 4.87–Rampa de movimentação para a cadeira de rodas semiautônoma	134
Figura 4.88–Condição de deslocamento em rampa para controlador de velocidade suave	134
Figura 4.89–Torque e velocidade para uma condição de movimentação sobre a rampa com controlador de velocidade suave	135
Figura 4.90–Condição de deslocamento em rampa para controlador de velocidade agressivo	136
Figura 4.91–Torque e velocidade para uma condição de deslocamento em rampa para controlador de velocidade agressivo	136
Figura 5.1 – Características geométricas da cadeira de rodas motorizada	138

Figura 5.2 – Cadeira de rodas posicionada no espaço	139
Figura 5.3 – Modelo cinemático de locomoção para uma cadeira de rodas semiautônoma	141
Figura 5.4 – Restrição de deslocamento lateral	145
Figura 5.5 – Restrição de rolamento nos pneus	146
Figura 5.6 – Rolamento puro e rolamento com atrito em pneus	146
Figura A.1 – Simulação de acionamento do motor	163
Figura A.2 – Troca de informações entre os <i>softwares</i>	164
Figura A.3 – Diagrama de bloco dos sistema de controle do conjunto motor/cadeira de rodas	165
Figura C.1 – Estrutura de velocidades e posições de uma cadeira de rodas	170
Figura C.2 – Graus de liberdade de movimentação de uma roda	172
Figura A.1 – Esquema de propulsão de uma cadeira de rodas hemiplégica	174

Lista de tabelas

Tabela 3.1 – Parâmetros do PMSM	46
Tabela 4.1 – Parâmetros de massa de cada um dos blocos da cadeira de rodas . . .	83
Tabela 4.2 – Parâmetros de inércia de cada um dos blocos da cadeira de rodas . . .	83
Tabela 4.3 – Posição final da cadeira de rodas para deslocamento sem desbalanços .	89
Tabela 4.4 – Posição final da cadeira de rodas para deslocamento em arco suave . .	92
Tabela 4.5 – Posição final da cadeira de rodas para deslocamentos com uma das rodas castor desalinhadas	99
Tabela 4.6 – Posição final da cadeira de rodas para deslocamentos com ambas as rodas castor desalinhadas de 90°	105
Tabela 4.7 – Posição final da cadeira de rodas para deslocamentos com rodas castor desalinhadas de 180°	112
Tabela 4.8 – Posição final da cadeira de rodas para movimento com centro de massa deslocado	119
Tabela 4.9 – Posição final da cadeira de rodas para movimento com diferentes atritos entre os pneus e o piso	126
Tabela 4.10 – Posição final da cadeira de rodas para movimento com diferentes áreas de contato entre as rodas do veículo e o piso	130

Lista de símbolos

V_{sd}	Tensão elétrica de eixo direto.
V_{sd}	Tensão elétrica de eixo direto.
V_{sq}	Tensão elétrica de eixo em quadratura.
I_{sd}	Corrente elétrica de eixo direto.
I_{sq}	Corrente elétrica de eixo em quadratura.
ψ_{sd}	Fluxo magnético de eixo direto.
ψ_{sq}	Fluxo magnético de eixo em quadratura.
R_s	Resistência do estator.
L_s	Indutância das bobinas do estator.
ψ_m	Fluxo magnético dos ímãs permanentes do rotor.
ω_p	Velocidade angular do fluxo magnético do rotor.
p	Número de pares de polos do motor.
T_e	Torque eletromagnético desenvolvido pelo motor.
T_m	Torque mecânico no eixo do motor.
K	Momento de inércia do eixo do motor.
b	Coefficiente de atrito viscoso do eixo do motor.
ω_r	Velocidade angular de rotação do eixo do rotor.
V_{cc}	Tensão elétrica do barramento de entrada do inversor.
I_a	Corrente elétrica na fase A do motor.
I_b	Corrente elétrica na fase B do motor.
I_c	Corrente elétrica na fase C do motor.
K_p	Ganho proporcional do controlador PI.
η	Posição do zero escolhido para o controlador PI no plano Z.

D_{abc}	Índice de modulação em amplitude
V_s	Tensão de pico da moduladora senoidal
V_{tri}	Tensão de pico da portadora triangular
V_{abc}	Tensão de pico nos condutores de fase do motor
V_{dc}	Tensão do banco de baterias
K_{sat}	Ganho da ação <i>Anti-Windup</i>
X_a	Tensão ou corrente referente à fase A
X_b	Tensão ou corrente referente à fase B
X_c	Tensão ou corrente referente à fase C
I_a	Corrente referente à fase A
I_b	Corrente referente à fase B
I_c	Corrente referente à fase C
V_a	Tensão referente à fase A
V_b	Tensão referente à fase B
V_c	Tensão referente à fase C
X_d	Componente de tensão ou corrente de eixo direto
X_q	Componente de tensão ou corrente de eixo em quadratura
X_0	Componente de tensão ou corrente de sequência zero
I_d	Componente de corrente de eixo direto
I_q	Componente de corrente de eixo em quadratura
I_0	Componente de corrente de sequência zero
V_d	Componente de tensão de eixo direto
V_q	Componente de tensão de eixo em quadratura
V_0	Componente de tensão de sequência zero
θ_p	Posição espacial do fluxo rotórico

μ	Coefficiente de atrito entre o pneu e o solo
μ_r	Coefficiente de atrito entre as rodas direitas e o solo
μ_l	Coefficiente de atrito entre as rodas esquerdas e o solo
A_r	Área de contato entre o pneu direito e o piso
A_l	Área de contato entre o pneu esquerdo e o piso
R	Raio da roda motriz
B	Distância entre os eixos das rodas motrizes
V_d	Velocidade linear da roda direita
V_e	Velocidade linear da roda esquerda
ω_d	Velocidade angular da roda direita
ω_e	Velocidade angular da roda esquerda
V	Velocidade linear da cadeira de rodas no centro geométrico
V_c	Velocidade linear da cadeira de rodas no centro de massa
V_{cm}	Velocidade linear do centro de massa de uma roda qualquer
ω	Velocidade angular da cadeira de rodas semiautônoma
X^I	Eixo X global (referencial inercial)
Y^I	Eixo Y global (referencial inercial)
X_R	Posição do centro geométrico da cadeira de rodas em relação ao eixo X
Y_R	Posição do centro geométrico da cadeira de rodas em relação ao eixo Y
θ_R	Posição angular da cadeira de rodas
X_c	Posição do centro de massa da cadeira de rodas em relação ao eixo X
Y_c	Posição do centro de massa da cadeira de rodas em relação ao eixo Y
X_G	Posição objetivo da cadeira de rodas referida ao eixo X
Y_G	Posição objetivo da cadeira de rodas referida ao eixo Y
θ_G	Posição angular objetivo da cadeira de rodas

ΔX	Diferença entre a posição objetivo e a posição inicial da cadeira de rodas referida ao eixo X
ΔY	Diferença entre a posição objetivo e a posição inicial da cadeira de rodas referida ao eixo Y
$\Delta\theta$	Diferença entre a posição angular objetivo e a posição angular inicial da cadeira de rodas
ρ	Distância em linha reta da posição inicial da cadeira de rodas até a posição objetivo
α	Ângulo de orientação da cadeira de rodas com a direção da posição objetivo
β	Ângulo de orientação da cadeira de rodas com a direção objetivo
q	Vetor de coordenadas generalizadas
φ_{rd}	Posição angular da roda direita
φ_{re}	Posição angular da roda esquerda
L	Função lagrangeana
E_c	Energia Cinética total do sistema
E_{c1}	Energia Cinética da plataforma da cadeira de rodas com rodas castor
E_w	Energia cinética total das duas rodas motrizes
E_{wr}	Energia cinética total da roda direita
E_{wl}	Energia cinética total da roda esquerda
E_p	Energia Potencial total do sistema
F_i	Forças externas generalizadas
λ	Vetor de multiplicadores de Lagrange
A	Matriz de restrições do sistema
$M(q), \overline{M(q)}, \widetilde{M(q)}$	Matrizes de massa para sistemas mecânicos como função do vetor de coordenadas generalizadas
$C(q, \dot{q}), \overline{C(q, \dot{q})}, \widetilde{C(q, \dot{q})}$	Matrizes de forças de Coriolis como função do vetor de coordenadas generalizadas e de sua derivada

$E(q), \overline{E(q)}$	Matrizes que multiplica o vetor de forças ou torques em sistemas mecânicos
τ	Vetor de torques resultantes no eixo dos motores
τ_d	Torque de propulsão na roda direita
τ_e	Torque de propulsão na roda esquerda
V_x	Velocidade linear na direção X referida ao referencia do centro geométrico da cadeira de rodas
V_y	Velocidade linear na direção Y referida ao referencia do centro geométrico da cadeira de rodas
S_{rd}	Constante de proporcionalidade que relaciona velocidade linear e angular na roda direita
S_{re}	Constante de proporcionalidade que relaciona velocidade linear e angular na roda esquerda
λ_{rd}	Escorregamento da roda direita
λ_{re}	Escorregamento da roda esquerda
M	Massa total da cadeira de rodas
M_w	Massa de uma roda
M_{wr}	Massa da roda direita
M_{wl}	Massa da roda esquerda
M_c	Massa apenas do corpo da cadeira de rodas sem as rodas motrizes
d	Distância entre o centro geométrico e o centro de massa da cadeira de rodas
I	Momento de inércia total da cadeira de rodas em relação ao eixo <i>yaw</i>
I_m	Momento de inércia de uma roda em relação ao eixo <i>yaw</i>
I_w	Momento de inércia de uma roda em relação ao eixo <i>pitch</i>
I_{mr}	Momento de inércia da roda direita em relação ao eixo <i>yaw</i>
I_{ml}	Momento de inércia da roda esquerda em relação ao eixo <i>yaw</i>
I_{wr}	Momento de inércia da roda direita em relação ao eixo <i>pitch</i>

I_{wl}	Momento de inércia da roda esquerda em relação ao eixo <i>pitch</i>
I_c	Momento de inércia apenas do corpo da cadeira de rodas sem as rodas motrizes em relação ao eixo <i>yaw</i>
η	Vetor de velocidades angulares de rotação das rodas motrizes
u	Vetor de velocidades linear e angular da cadeira de rodas
$S(q)$	Matriz de mudança de variáveis
X	Matriz de mudança de variáveis

Lista de siglas

ABS Anti-lock Braking System.

AGV Veículos Auto Guiados.

API Interface de Programação de Aplicação.

CA Corrente Alternada.

CC Corrente Contínua.

GPS Sistema de Posicionamento Global.

IGBT Transistor Bipolar de Porta Isolada.

LGR Lugar Geométrico das Raízes.

ODE Open Dynamics Engine.

OMS Organização Mundial da Saúde.

PAPAW Pushring Activated Power Assisted Wheelchair.

PI Proporcional e Integral.

PMSM Motor Síncrono de Ímãs Permanentes.

PWM Modulação por Largura de Pulso.

ROS Robot Operating System.

RPM Rotações Por Minuto.

Sumário

1	Introdução	27
1.1	Descrição do problema e objetivos	28
1.2	Metodologia	30
2	Estado da arte	32
2.1	Breve histórico da evolução das cadeiras de rodas	32
2.2	Tipos de cadeiras de rodas	35
2.2.1	Cadeiras de rodas manuais	35
2.2.2	Cadeiras de rodas motorizadas	38
2.2.2.1	Classes de cadeiras de rodas motorizadas	38
2.3	Rodas castor	39
2.4	Sistema de acionamento de uma cadeira de rodas motorizada	40
2.4.1	Motores elétricos	40
2.4.2	Caixas de redução mecânica	42
2.4.3	Baterias	42
2.4.4	Carregadores de bateria	43
2.4.5	Acionamento e controle eletrônico	43
3	Sistema de tração elétrica da cadeira de rodas semiautônoma	44
3.1	O motor síncrono de ímãs permanentes	44
3.1.1	Modelagem do PMSM	45
3.1.2	Parâmetros físicos do PMSM	46
3.2	Controle do PMSM	46
3.2.1	Modelagem do atuador elétrico: inversor	47
3.2.1.1	Modelagem por variáveis médias	49
3.2.2	Controladores de corrente	54
3.2.2.1	Modelo matemático da planta de corrente	54
3.2.2.2	Projeto do controlador de corrente	55
3.2.2.3	Ajuste do sinal de controle	57
3.2.3	Controlador de velocidade	57
3.2.3.1	Identificação da planta de velocidade	58
3.2.3.2	Projeto do controlador de velocidade	60
3.3	Controle <i>Anti-windup</i>	62
4	Simulação elétrica e mecânica da cadeira de rodas semiautônoma	64
4.1	Visão geral do modelo de simulação	64
4.2	Acionamento elétrico no <i>Matlab/Simulink</i> [®]	65

4.2.1	Etapa de Potência	65
4.2.2	Etapa de controle	66
4.3	Simulação mecânica no <i>CoppeliaSim</i> [®]	70
4.3.1	Visão geral do simulador <i>CoppeliaSim</i> [®]	70
4.3.2	Estrutura mecânica da cadeira de rodas semiautônoma	72
4.3.3	Propriedades físicas dos elementos da cadeira de rodas semiautônoma	75
4.3.3.1	Propriedades de contato entre materiais	75
4.3.3.2	Propriedades dinâmicas das juntas	77
4.3.3.3	Propriedades geométricas dos materiais	78
4.3.3.4	Propriedades dinâmicas das rodas motrizes	79
4.3.3.5	Propriedades dinâmicas das rodas castor	79
4.3.3.6	Propriedades dinâmicas do veículo	80
4.3.4	Sensoriamento da cadeira de rodas semiautônoma	83
4.4	API remota	85
4.5	Simulação das condições de deslocamento da cadeira de rodas semiautônoma	87
4.5.1	Condição de deslocamento sem desbalanços	88
4.5.1.1	Movimento em linha reta	88
4.5.1.2	Movimentos em arco	91
4.5.2	Operação com rodas castor desalinhadas	95
4.5.2.1	Uma das rodas castor desalinhadas de 90°	95
4.5.2.2	Ambas as rodas castor desalinhadas de 90°	103
4.5.2.3	Desalinhamentos acima de 90° entre as rodas castor	112
4.5.3	Operação com deslocamento do centro de massa	119
4.5.4	Operação com diferença de atrito entre os pneus	123
4.5.5	Operação com diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso	128
4.5.6	Movimentação em rampas	133
4.5.6.1	Movimento em rampa com controlador de velocidade suave	134
4.5.6.2	Movimento em rampa com controlador de velocidade agres-	
	sivo	135
5	Modelos mecânicos para uma cadeira de rodas semiautônoma	138
5.1	Modelo cinemático de uma cadeira de rodas semiautônoma	138
5.2	Modelo dinâmico de uma cadeira de rodas semiautônoma	142
5.2.1	Coordenadas generalizadas e vínculos	142
5.2.2	Equação de Euler-Lagrange	143
5.2.3	Restrições cinemáticas para uma cadeira de rodas elétrica	144
5.2.4	Modelo mecânico da cadeira de rodas motorizada através da equa-	
	ção de Euler-Lagrange	147
6	Conclusão	152

6.1	Trabalhos Futuros	154
6.2	Trabalhos publicados	154
	Referências	155
	APÊNDICE A Descrição detalhada do modelo de simulação	163
	APÊNDICE B Modelo cinemático	168
	APÊNDICE C Cálculo da energia cinética para uma cadeira de rodas	170
	ANEXO A Cadeira de rodas hemiplégica	174

1 Introdução

Um levantamento de 2012 da Organização Mundial da Saúde (OMS) estimou, na época, que mais de um bilhão de pessoas, aproximadamente 15 % da população mundial, vivencie algum tipo de deficiência (ORGANIZATION *et al.*, 2011), que mais de 190 milhões têm deficiências graves e mais de 70 milhões precisam de cadeiras de rodas para melhorar suas condições de vida (KHASHNABIS *et al.*, 2012).

Cadeiras de rodas elétricas com alto grau de automação são uma das alternativas para quem tem deficiência severa ou não tem força para movimentar as rodas com os próprios braços. Dependendo da dificuldade da pessoa em mover certas partes do corpo, é impossível ou inconveniente controlar a cadeira de rodas por meio de um *joystick*, que é uma das soluções de dirigibilidade mais comuns.

Para situações particulares de deficiência, especialmente as graves, é necessário conceber uma cadeira de rodas elétrica usando os conceitos de robótica como um equipamento semiautônomo ou autônomo (VELÁZQUEZ; GUTIÉRREZ, 2014). A mobilidade deste veículo depende da capacidade dos motores elétricos e das respectivas estruturas de controle e comando seguirem com fidelidade as diretrizes dadas pelo controlador geral do veículo (YANCO; GIPS, 1997).

Devido à pandemia de Covid-19 e à consequente impossibilidade de acesso ao laboratório, as atividades experimentais pretendidas tiveram que ser descartadas, redirecionando o projeto de mestrado para o uso de simuladores. Como ponto de partida, buscou-se a integração entre os *softwares Matlab/Simulink*[®] e *CoppeliaSim*[®], em sua versão educacional aberta e gratuita. Nesta versão, encontram-se disponíveis diversos tipos de robôs industriais pré-definidos. Além disso, o pesquisador também pode construir e testar seu robô ou veículo, bem como ajustar características físicas dos modelos desenvolvidos, tais como: alterar a posição do centro de massa, colocar diferentes fricções entre as rodas, ajustar a posição das rodas castor, entre outros (CHAKRABORTY; AITHAL, 2021).

O *CoppeliaSim*[®] permite a incorporação direta de várias técnicas de controle, reduzindo a complexidade de implementação. Isso permite muitas aplicações, incluindo desenvolvimento rápido de algoritmos, verificação de sistemas, prototipagem rápida e implantação em sistemas de segurança e monitoramento remoto, treinamento e educação, controle de *hardware* e simulação de automação de fábrica (ROHMER *et al.*, 2013).

As variáveis mecânicas, disponibilizadas pelo *CoppeliaSim*[®], foram conectadas ao *Matlab/Simulink*[®], no qual se tem a modelagem das máquinas elétricas de tração e

seus respectivos acionadores.

1.1 Descrição do problema e objetivos

Este trabalho se propõe a estudar, por meio de uma integração entre *softwares* especializados, o sistema de acionamento de uma cadeira de rodas elétrica, incluindo as duas rodas motrizes e as duas rodas passivas (rodas dianteiras). O principal desafio que se coloca é a necessidade de seguir uma trajetória determinada pelo usuário ou sistema autônomo.

Considerando veículos convencionais, que percorrem maiores distâncias em ambientes externos, sua posição e velocidade podem ser obtidas com boa precisão por meio do Sistema de Posicionamento Global (GPS). Já os veículos autônomos, conhecidos como Veículos Auto Guiados (AGV), que operam em ambientes internos (sem sinal de GPS) e que realizam percursos pré-programados, como em atividades industriais, orientam-se por sinalizações da trajetória que devem percorrer.

As condições de movimentação de uma cadeira de rodas são diversas, pois as trajetórias não são conhecidas a princípio e, normalmente em um ambiente interno e não estático, não há como determinar seu posicionamento e velocidade de maneira eficaz por métodos simples. Como não há informações precisas sobre o deslocamento do veículo, todo movimento deve ser identificado a partir de informações relacionadas às condições de movimentação das rodas e seu sistema de acionamento elétrico.

Como exemplo de tal dificuldade, considera-se um movimento em linha reta. Isso implica, em uma primeira aproximação, que ambas as rodas devem ter a mesma velocidade. No entanto, se uma das rodas estiver em uma superfície de alto atrito (como um carpete) e a outra roda se apoiar em uma superfície lisa, com menor atrito (o que leva a um maior deslizamento), o movimento de deslocamento da roda sobre o carpete será maior do que o da roda no piso liso. A um comando de deslocamento em linha reta, a cadeira responde com um movimento em arco caso seja aplicada a mesma referência de velocidade a ambos os motores.

A questão do escorregamento na tração de veículos (elétricos ou não) é a longo estudada e está na origem do desenvolvimento dos sistemas de antitravamento na frenagem (*Anti-lock Braking System (ABS)*) e de controle de tração, implantados nos veículos há vários anos.

A questão do escorregamento e de sua importância para o sistema de navegação da cadeira de rodas elétrica não é nova (CHESNEY; AXELSON, 1996), mas tem tido pouca atenção para esses veículos especiais. A despeito da grande importância para

os indivíduos com necessidades específicas, não se verifica a reprodução desses estudos para veículos especiais, de baixa velocidade e com mercado muito restrito. Normalmente o deslizamento é desconsiderado nas análises (BISSOLI *et al.*, 2013), (KELOUWANI *et al.*, 2010), que focalizam situações de inclinação e de trajetórias complexas. Apenas muito recentemente a questão da frenagem controlada de um veículo deste tipo é referenciada (WU *et al.*, 2018). No caso, são usados sensores complexos, como giroscópios e *encoders*, com objetivo de identificar situações de frenagem com travamento de rodas, o que reduz a eficácia da frenagem, sendo um procedimento perigoso para o usuário. Estudos relacionados a esses procedimentos, ou seja, o controle do torque frenante com veículos elétricos foi recentemente pesquisado na Unicamp, embora considerando veículos convencionais (PAREDES; POMILIO, 2018).

Dentre poucas referências, (CHUY *et al.*, 2014) faz uma análise do erro de trajetória por deslizamento de rodas em uma cadeira com rodas de raio reduzido, que são mais sujeitas ao escorregamento do que as rodas de maior raio, que operam com menor velocidade angular. A solução proposta é identificar o escorregamento (muito severo) e aplicar um controle de tração, como nos veículos convencionais, com uma adaptação do modelo-referência utilizado no controle.

Em (PARK *et al.*, 2017) apresenta-se uma modelagem e simulação em tempo discreto, incluindo efeitos de deslizamento no modelo, embora de forma simplificada. Faz-se uso de um motor de corrente contínua com escovas, e comandos independentes nas rodas. Em (SALVUCCI *et al.*, 2010), embora não aplicado experimentalmente em cadeira de rodas, é feito o estudo de obtenção de situações de escorregamento a partir de estimadores ao invés de sensores.

Conforme indicado em (SIEGWART *et al.*, 2011), as rodas castor não teriam nenhuma influência na cinemática da cadeira de rodas. Porém, de acordo com (LEE *et al.*, 2013) e (GERSDORF *et al.*, 2010), esta afirmação não é verdadeira. As rodas castor influenciam a trajetória do veículo quando não alinhadas com a direção das rodas motrizes. Este efeito é especialmente importante quando o veículo vai começar a se mover, pois o desalinhamento produz um torque resistente ao movimento que, se diferente em cada roda, produz um erro de direção no início da locomoção (BAUDRY *et al.*, 2018).

Uma contribuição importante para ajustar a trajetória em condições adversas foi indicado em (PAIVA *et al.*, 2020). A partir de sensores instalados nos pivôs das rodas castor, tem-se uma indicação angular de orientação. Tal informação é considerada no algoritmo que calcula a velocidade que deve ser imposta às rodas motrizes e, com isso, torna-se possível minimizar o erro de percurso.

Outra forma de avaliar a orientação de tais rodas com o sentido do movimento

é indicada em (CHÉNIER *et al.*, 2010), em que as informações geométricas e restrições cinemáticas do veículo são levadas em consideração com a finalidade de prever, por meio de estimadores, a orientação das rodas castor ao longo do movimento. No entanto, esta técnica falha se a cadeira de rodas estiver submetida às condições ambientais adversas, pois modelos cinemáticos não descrevem de forma eficiente as influências externas sobre o sistema.

Dessa forma, este trabalho visa desenvolver modelos computacionais e matemáticos que busquem descrever perturbações às quais o veículo esteja submetido, bem como entender como tais perturbações influenciam a dinâmica de movimento do mesmo.

Inicialmente, o objetivo era realizar atividades experimentais que contribuíssem para validação dos objetivos apresentados. Entretanto, devido à pandemia de Covid-19, as atividades experimentais ficaram impossibilitadas, redirecionando o objetivo do trabalho para integração de simuladores específicos de forma a obter um modelo computacional que se aproxime da situação real.

Nesse contexto, o objetivo principal do projeto passou a ser a busca de um modelo teórico (baseado em equações matemáticas) e computacional, que busque descrever o comportamento dinâmico da cadeira de rodas semiautônoma, sob os efeitos de distúrbios ambientais.

Como objetivos específicos pode-se elencar:

- Desenvolvimento de um sistema de controle e acionamento para a locomoção de uma cadeira de rodas semiautônoma;
- Desenvolvimento de um simulador que reproduza de forma satisfatória as condições de movimentação de uma cadeira de rodas semiautônoma;
- Estudo das principais causas de desvio de trajetória de veículos autônomos;
- Desenvolvimento de modelo dinâmico do veículo incluindo comportamento de escorregamento da tração (diferentes superfícies e condições de fricção).

1.2 Metodologia

A metodologia aplicada em projetos na área de eletrônica de potência segue a sequência de modelagem, simulação e verificação experimental. No presente projeto, tal verificação se dará somente até a etapa de simulação, devido às consequências geradas pela pandemia de Covid-19.

Dessa maneira, a busca de um simulador completo que possa reproduzir efeitos verificados na realidade com certa fidelidade tornou-se de grande importância para a obtenção de resultados.

O *CoppeliaSim*[®] mostrou-se viável para tal aplicação, visto que sua integração com o *Matlab/Simulink*[®] é bastante simples. Com isso, tornou-se fácil emular uma situação real do veículo em movimento, bem como um sistema supervisório adequado, uma vez que o primeiro *software* permite uma ampla configuração de ambientes e materiais mecânicos e o segundo possui uma vasta biblioteca de controle digital, atuadores elétricos e mecânicos, além de boas interfaces de programação.

Desse modo, as simulações computacionais, baseadas em *Matlab/Simulink*[®] e *CoppeliaSim*[®], configuram uma etapa importante para o desenvolvimento do projeto, principalmente dos controladores, uma vez que permitem já introduzir na simulação as rotinas de controle que, uma vez definidas, podem ser transferidas à plataforma de simulação.

As configurações das condições de movimentação do veículo foram realizadas de forma empírica e baseadas em trabalhos anteriores cujos resultados se orientam em experimentos realizados em laboratório tais como em (NETO, 2020) e em (PAIVA, 2020). Nestes trabalhos, verificou-se o comportamento de movimentação do veículo e através de testes no simulador *CoppeliaSim*[®] buscou-se reproduzir tais condições com fidelidade.

O sistema de controle desenvolvido é baseado em modelos consolidados dos motores elétricos a serem utilizados para o sistema de acionamento. Além disso, o projeto de controladores, principalmente os de velocidade, é realizado conforme testes para as condições críticas de movimentação do veículo, condições estas que serão discutidas mais adiante.

Por fim, tem-se um trabalho de modelagem do sistema por completo, onde se busca realizar um comparativo entre modelos dinâmicos de movimentação e modelos cinemáticos. Sabe-se que ambos os modelos buscam descrever o movimento, porém, o modelo dinâmico, por considerar as perturbações ambientais, tende a ser mais exato ao indicar desvios de trajetória do veículo, entretanto, possui o inconveniente de exigir bastante conhecimento dos parâmetros do sistema, bem como dos parâmetros ambientais, em comparação ao modelo cinemático.

Com isso, este trabalho é eminentemente baseado em modelagens para veículos autônomos e semiautônomos, seja do ponto de vista computacional, seja do ponto de vista matemático.

2 Estado da arte

Este capítulo visa apresentar uma breve contextualização do histórico e desenvolvimento de cadeiras de rodas. Diversas foram as finalidades para se desenvolverem veículos desta natureza, mas com o fim da segunda guerra mundial, as atenções voltaram-se para a pessoa com deficiência com o objetivo de incluir socialmente este grupo.

Também se deseja explorar a evolução dos principais tipos de cadeiras de rodas com suas respectivas finalidades, passando pelas cadeiras de rodas manuais e suas principais diferenças anatômicas e de finalidades, chegando às cadeiras de rodas motorizadas até as cadeiras de rodas ditas inteligentes que são essenciais para pessoas que possuem pouca ou nenhuma dirigibilidade do veículo.

Por fim, uma breve descrição dos sistemas presentes em cadeiras de rodas inteligentes é apresentada, bem como seu sistema de acionamento, além de uma discussão dos principais problemas que surgem na operação deste tipo de veículo.

2.1 Breve histórico da evolução das cadeiras de rodas

A história da cadeira de rodas é cheia de complexidade e não pode ser explicada de forma simples. Este tipo de mobilidade revolucionou as experiências de vida de muitas pessoas com deficiência, possibilitando independência, interação social e desenvolvimento sociopsicológico. No entanto, as tecnologias de cadeiras de rodas se desenvolveram lentamente, uma vez que não são apenas dispositivos técnicos, mas também máquinas entrelaçadas com condições e expectativas sociais (WOODS; WATSON, 2003).

A cadeira de rodas é a solução mais tradicional à problemas de mobilidade. Seu estilo tem mudado bastante durante os anos, sendo cada vez mais complexas e ampliando a mobilidade do usuário (JUNIOR, 2002).

No início do século VI foi vista a primeira imagem de uma cadeira de rodas desenhada em uma pedra de sarcófago chinês. No século XVI, o rei da Espanha Filipe II usou uma cadeira elaborada com rodas, braços e pernas móveis (JUNIOR, 2002).

A primeira cadeira de rodas que se assemelha às dos dias atuais foi encontrada no século XVIII e possuía duas rodas frontais de grande diâmetro e uma roda traseira (JUNIOR, 2002).

Nos séculos XIX e XX, seguindo a guerra Civil Americana e a primeira guerra mundial, as primeiras cadeiras de rodas foram construídas com armações de madeira,

assentos em vime, braços ajustáveis e rodas de grande diâmetro (JUNIOR, 2002) (ALVARENGA, 2002).

Em 1894 uma patente americana foi arquivada para uma cadeira de rodas com armação fixa, superfícies ajustáveis, firmes assentos de vime e rodas traseiras de grande diâmetro para permitir sua própria propulsão (SMITH; LESLIE, 1990).

Em 1932, foi introduzida a primeira cadeira de rodas dobrável pelo engenheiro portador de deficiência física Herbert A. Everest (SMITH; LESLIE, 1990).

A cadeira de rodas elétrica remonta a 1915, quando era usada não apenas por pessoas com deficiência, mas por aqueles que queriam desfrutar de conforto e luxo. No início da década de 1920, surgiu a ideia de construir veículos elétricos especificamente para pessoas com deficiência. No entanto, a principal fonte de energia para as chamadas carruagens inválidas (além da propulsão manual) era o motor a gasolina, pois as versões elétricas eram mais caras (WOODS; WATSON, 2003).

Inicialmente, poderia se argumentar que o uso de cadeiras de rodas elétricas era limitado pela tecnologia pouco avançada, porém essa não foi a única razão. Os carros elétricos eram meios de transporte já popularizados durante a primeira década do século 20. Para que mais inovações em cadeiras de rodas motorizadas acontecessem, era preciso que três grandes pilares do desenvolvimento ocorressem, são eles: desenvolvimentos em antibióticos, a expansão da engenharia de reabilitação e o crescimento dos movimentos sociais a favor das pessoas com deficiência (WOODS; WATSON, 2003).

A descoberta da penicilina em 1929 foi extremamente importante para salvar e prolongar a vida para muitas pessoas com deficiências graves através da diminuição das infecções gerais (WOODS; WATSON, 2003).

Além disso, após a Segunda Guerra Mundial, os movimentos em favor das pessoas com deficiência cresceram devido às consequências da guerra. Eles reivindicaram mudanças nas práticas de emprego, transporte e acesso ao meio ambiente, transformando as noções do significado de independência para pessoas com deficiência significava, que por sua vez abriu espaço para inovações no *design* e uso de cadeiras de rodas (WOODS; WATSON, 2003).

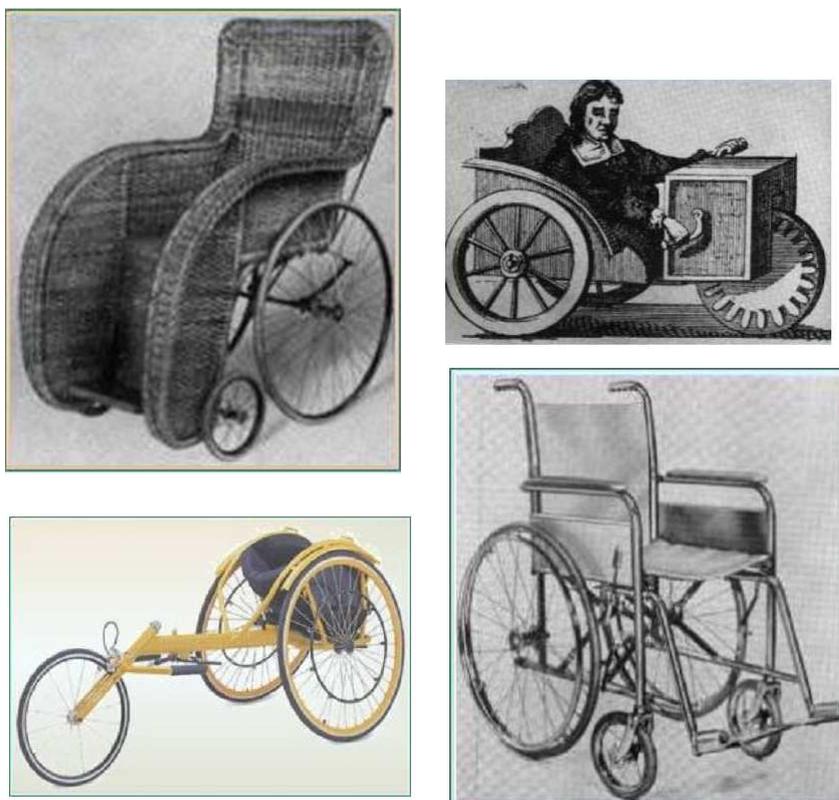
O fim da Segunda Guerra Mundial culminou, portanto, na introdução de alguns cadeira de rodas motorizadas para uso interno e externo. Por exemplo, no mercado norte-americano, a *Mitchell Motor Chair Co.* lançou sua cadeira de rodas elétrica em 1948 para pessoas com tetraplegia. Esta cadeira de rodas tinha um posto de direção central, que controlava a velocidade, direção e frenagem. A *Mitchell Motor Chair* não era o único modelo disponível no mercado. Empresas como a *W. M. Frank Sales Co.* e a *Stevens Motor Chair Company* foram também oferecendo suas cadeiras de rodas (WOODS; WATSON,

2003). Em 1953, George J. Klein completou a construção da Cadeira de Rodas Klein, com um projeto mais semelhantes aos tradicionais que existem hoje em dia. Este protótipo tinha uma autonomia de 32,2 km e velocidade máxima de 4 km/h. O Departamento Canadense de Veteranos de Guerra decidiu compartilhar a tecnologia livremente para outros países, fazendo um gesto simbólico de compartilhamento de tecnologia para o bem-estar (WOODS; WATSON, 2003).

Após a invenção de Klein, as cadeiras de rodas com motores internos duplos e controle por *joystick* tornaram-se o modelo de produção comercial (PAIVA, 2020). O surgimento de microprocessadores de placa única em meados da década de 1970 permitiu que os controladores fossem aprimorados, aumentando, portanto, a dirigibilidade e a segurança (PAIVA, 2020). No entanto, desde a década de 1980, embora os avanços tenham sido feitos no projeto de cadeiras de rodas motorizadas, os algoritmos de controle para estes tipos de veículos não melhoraram substancialmente. Assim, o progresso nas técnicas de controle e algoritmos para veículos autônomos são necessários para expandir a população de pessoas que podem ter a dirigibilidade deste veículo de forma independente (DING; COOPER, 2005).

A Figura 2.1 mostra alguns modelos antigos de cadeiras de rodas.

Figura 2.1 – Evolução histórica das cadeiras de rodas



Fonte: (FASTER; (AMPID), 2012)

2.2 Tipos de cadeiras de rodas

Os modelos de cadeira de rodas variam entre as de propulsão manual e as motorizadas. Os veículos de propulsão manual são comumente utilizados por pessoas com deficiência menos graves e que possuem boa mobilidade dos membros superiores, por exemplo. Já as cadeiras de rodas motorizadas são utilizadas em geral por pessoas com maiores dificuldades de movimento, mas que possuem condições de operar um equipamento tal como um *joystick* possuindo boa dirigibilidade do veículo.

Além destes modelos, pode-se citar as cadeiras de rodas com elevado grau de automação. Estes tipos de cadeiras de rodas motorizadas, ditas cadeiras de rodas inteligentes, integram cadeiras de rodas elétricas e tecnologia robótica para apoiar e melhorar a mobilidade de um usuário. A tecnologia de navegação de robôs móveis autônomos é uma ferramenta promissora que pode ajudar um usuário a chegar ao seu destino sem qualquer intervenção. Isso forneceria um meio de ajudar os usuários com deficiência física ou que não podem operar manualmente uma cadeira de rodas, para se deslocar a um destino com segurança (TAKIMOTO *et al.*, 2014).

2.2.1 Cadeiras de rodas manuais

As cadeiras de rodas manuais evoluíram bastante ao longo dos anos. Antes possuíam estilo único e não necessariamente adaptavam-se às necessidades do usuário (COOPER, 1995). Com a evolução das tecnologias, bem como a inserção da pessoa com deficiência física no meio social, viu-se a necessidade de desenvolver tecnologias de cadeiras de rodas manuais capazes de se adaptar às necessidades do deficiente. Com isso, surgiram alguns tipos de cadeiras de rodas manuais, tais como :

- **Cadeira de rodas convencional:** Este tipo de cadeira segue o mesmo modelo que foi desenvolvido para veteranos de guerra na década de 1940. Possui estrutura mais leve e destinam-se para uso institucional em locais tais como: aeroportos e hospitais. São projetadas para serem mais baratas, de fácil manutenção e para acomodarem grandes variações de corpo (COOPER, 1995);
- **Cadeira de rodas para amputados:** Pessoas com amputações de membros inferiores possuem diferente localização de seu centro de gravidade se comparado à pessoas sem amputações. Isto modifica o centro de gravidade total da cadeira de rodas, levando-o para próximo dos eixos traseiros e comprometendo o deslocamento do veículo. Com isso, uma cadeira de rodas específica para pessoas com amputações possui seu eixo traseiro deslocado para equilibrar a posição do centro de gravidade total do veículo (COOPER, 1995);

Cadeira de rodas hemiplégica: As pessoas que têm deficiências motoras relacionadas ao cérebro geralmente precisam de cadeiras de rodas que permitem a aplicação ótima das suas capacidades motoras. Normalmente, uma cadeira de rodas com um braço consiste em uma ligação que conecta as rodas traseiras. Isso permite que o usuário empurre o aro de pressão de uma das rodas para impulsionar ambas as rodas. Para mudar a direção da cadeira de rodas de forma eficaz, o usuário deve ter a capacidade de desengatar o mecanismo de acionamento e impulsionar cada roda traseira independentemente (ver Anexo A) (COOPER, 1995).

- **Cadeira de rodas dirigida com as pernas:** Algumas pessoas possuem fraqueza nas extremidades superiores e inferiores e podem ganhar máximo benefício da propulsão da cadeira de rodas, combinando o uso de seus braços e pernas ou usando as pernas. O *design* e a seleção de um pedal para cadeira de rodas deste tipo depende muito de como o usuário pode tirar o máximo proveito de suas habilidades motoras. A força das pernas do usuário deve ser determinada para decidir se é melhor puxar ou empurrar o veículo com as pernas (COOPER, 1995).
- **Cadeira de rodas interna (rodas castor traseiras):** Algumas cadeiras de rodas são projetadas para atender aos requisitos especiais para uso em ambientes internos. Os espaços internos são mais limitados e muitas vezes é necessário chegar perto de móveis e utensílios para usá-los. As cadeiras de rodas podem ser devidamente projetadas para serem utilizadas neste tipo de ambiente. Comumente, cadeiras de rodas internas usam rodas castor traseiras devido à manobrabilidade deste tipo de configuração. No entanto, tal configuração com rodas castor traseiras pode ser menos estável nas direções laterais. Este tipo de cadeira de rodas normalmente possui distância entre eixos mais curta. Isto as torna menos estáveis e não recomendadas para uso em ambientes externos (COOPER, 1995);

Cadeira de rodas com propulsão por assistente: Nem todas as cadeiras de rodas são impulsionadas pela pessoa sentada na mesma. Em muitos hospitais e instituições de longa permanência, as cadeiras de rodas são movidas por assistentes ou acompanhantes. O *design* dessas cadeiras de rodas requer consideração especial. Se a cadeira de rodas for movida exclusivamente por atendentes sem assistência do condutor, pode não haver necessidade de rodas motrizes maiores. Os projetos de cadeiras de rodas com propulsão por assistentes devem considerar a pessoa sentada e o acompanhante como usuários. O piloto deve ser transportado com segurança e conforto. O assistente deve ser capaz de operar e manobrar facilmente com segurança e sem muito esforço físico (COOPER, 1995);

- **Cadeiras de rodas ultraleves:** Usuários ativos geralmente preferem cadeiras de

rodas altamente manobráveis e de resposta rápida ao movimento que se ajustam ao seu caráter físico e psicossocial. As cadeiras de rodas ultraleves são feitas de materiais tais como: alumínio, liga de aço, titânio ou compósitos. O *design* de uma cadeira de rodas deste tipo permite que uma série de recursos a serem especificados para fabricação sejam personalizados pelo usuário (COOPER, 1995);

Cadeira de rodas esportiva: As cadeiras de rodas esportivas são uma consequência dos esportes populares para pessoas com deficiência. O desejo de alcançar melhores performances levou os usuários de cadeiras de rodas, inventores e fabricantes a desenvolver constantemente produtos desta natureza para competições esportivas. Não existe uma cadeira de rodas esportiva típica, pois o *design* depende muito da característica da prática física pela qual o veículo será exigido e com isso as cadeiras de rodas esportivas são projetadas para atender às demandas de um determinado esporte. Algumas pessoas podem usar uma cadeira de rodas ultraleve para participarem de competições, no entanto, tais competições geralmente exigem uma cadeira de rodas esportiva personalizada (COOPER, 1995).

A Figura 2.2 mostra alguns modelos de cadeiras de rodas manuais, tais como o modelo convencional, para amputados, hemiplégica e ultraleve.

Figura 2.2 – Tipos de cadeiras de rodas manuais: (a) convencional; (b) para amputados; (c) hemiplégica e (d) ultraleve



Fonte: (ORTOPONTO, 2022), (AVEIMÉDICA, 2022), (ALUGAMED, 2022), (ALIEXPRESS, 2022)

2.2.2 Cadeiras de rodas motorizadas

Cadeiras de rodas elétricas proporcionam maior independência a milhares de pessoas com graves deficiências de mobilidade. Assim como entre a população ambulatória, a mobilidade entre as pessoas com deficiência varia. Isto pode ser visto mais como uma limitação funcional do que uma condição relacionada à deficiência em si. A mobilidade motorizada pode ter grandes efeitos psicossociais positivos em um indivíduo (COOPER, 1995).

É importante avaliar realisticamente as habilidades e necessidades de um indivíduo antes que uma cadeira de rodas elétrica seja prescrita. Algumas pessoas possuem deficiência em um determinado grau de severidade de modo que elas não teriam qualquer mobilidade sem a presença de um equipamento deste tipo. Diante destes casos, a escolha é óbvia. No entanto, algumas pessoas podem ter menos limitações de movimentação o que as tornam aptas a, por exemplo, impulsionarem o veículo com tração manual para percorrer pequenas distâncias. Entretanto, uma cadeira de rodas elétrica pode fornecer maior mobilidade. Nesses casos, pode ser melhor sugerir um veículo motorizado para excursões mais longas e uma cadeira de rodas manual para uso doméstico e recreativo (COOPER, 1995).

As cadeiras de rodas elétricas são frequentemente usadas em conjunto com uma série de outros dispositivos adaptativos. Para pessoas com deficiências graves de mobilidade, podem ser usadas com dispositivos de comunicação, acesso ao computador, dispositivos respiradores e sistemas de assentos reclináveis. A integração das múltiplas necessidades do usuário também devem ser consideradas ao se projetar ou prescrever uma cadeira de rodas motorizada. A própria cadeira de rodas elétrica consiste em vários subsistemas que são projetadas para diferentes usos (COOPER, 1995).

2.2.2.1 Classes de cadeiras de rodas motorizadas

Existem essencialmente três categorias gerais de cadeiras de rodas motorizadas: bases, cadeiras de rodas motorizadas e *scooters* (COOPER, 1995).

As bases são chassis motorizados pelos quais a estrutura de assento pode ser montada. As bases são úteis quando se deseja um sistema de assento com contornos ou personalizados ou para construção de macas motorizadas para pessoas que não conseguem se sentar (COOPER, 1995).

As cadeiras de rodas motorizadas propriamente ditas contêm tanto o assento quanto o sistema de acionamento. Esses veículo são utilizados por indivíduos que possuem equilíbrio de tronco moderado e requerem apenas apoio de assento (COOPER, 1995).

As *scooters* são plataformas móveis com assento que possuem guidão para

controle de direção do veículo. Pessoas com dificuldades de caminhar, mas que possuem boas condições de movimentação dos membros superiores podem se beneficiar deste tipo de veículo (COOPER, 1995).

A Figura 2.3 mostra alguns tipos de cadeiras de rodas de acionamento elétrico.

Figura 2.3 – Tipos de cadeiras de rodas motorizadas: (a) bases; (b) cadeira de rodas motorizada; (c) *scooters*



Fonte: (BRASIL, 2022)

2.3 Rodas castor

As rodas castor são pequenas rodas geralmente conectadas a objetos maiores para permitir uma rolagem mais fácil do objeto, elas podem variar no tamanho e na capacidade de carga (NETO, 2020).

Existem dois tipos diferentes de rodas castor: A roda castor rígida e a roda castor giratória. A roda rígida tem sua estrutura fixada no objeto podendo apenas rolar para frente e para trás; já a roda giratória tem um rolamento acoplado em sua estrutura o qual permite que ela gire 360° e role para frente e para trás (NETO, 2020).

A Figura 2.4 mostra à esquerda um exemplo de roda castor não giratória e à direita um exemplo de uma roda castor do tipo giratória.

Figura 2.4 – Tipos de rodas castor



Fonte: (ALIBABA.COM, 2022a), (LOJADOMECANICO, 2022)

Um estudo realizado da Norma Internacional de Cadeira de Rodas (ISO7176) (MHATRE *et al.*, 2017) apresenta uma recomendação da necessidade do desenvolvimento de métodos para testes em cadeira de rodas devido à insuficiência de casos estudados do comportamento e do padrão de qualidade das rodas castor em diferentes ambientes. O comportamento das rodas castores no estudo de trajetórias feitas por cadeira de rodas motorizadas ainda é um tema na literatura pouco abordado (NETO, 2020).

A orientação assimétrica das rodas castor no momento do acionamento dos motores pode afetar na mudança de percurso e alterar o trajeto do veículo. A força contra eletromotriz resultante do desvio de trajetos pode mostrar que as velocidades dos motores e o torque gerado são variáveis nessas situações (GUO *et al.*, 2003) (NETO, 2020).

A disposição das rodas castor ao corpo do veículo varia de acordo com o objetivo de uso da cadeira de rodas. Estas podem estar na dianteira ou na traseira.

Daqui em diante, trata-se dos casos em que as rodas castor encontram-se na dianteira do veículo. Estas rodas servirão para fornecer condições de manobrabilidade para a cadeira de rodas. Entretanto, ao realizarem um giro, ou se ao início do movimento, estas não estiverem perfeitamente alinhadas com o sentido do deslocamento, uma condição de instabilidade pode ocorrer, causando desequilíbrios na trajetória que serão foco deste trabalho no Capítulo 4.

2.4 Sistema de acionamento de uma cadeira de rodas motorizada

O sistema de acionamento de uma cadeira de rodas motorizada é composto basicamente dos seguintes elementos: conjunto de motores; caixas de redução mecânicas; baterias; carregadores de baterias; acionamento e controle eletrônico.

2.4.1 Motores elétricos

Os motores elétricos são o coração de qualquer sistema de cadeira de rodas elétrica. Eles convertem a energia elétrica das baterias em trabalho mecânico (COOPER, 1995).

A seleção adequada dos motores a serem utilizados em um sistema de acionamento para cadeiras de rodas pode levar a um produto final mais durável, eficiente e funcional. Existem vários tipos de motores elétricos. A maioria das cadeiras de rodas motorizadas usam motores de corrente contínua com ímãs permanentes controlados por armadura. No entanto, outros motores elétricos têm sido usados em protótipos e podem, eventualmente, tornar-se de uso comum. A seleção adequada do motor depende das demandas da aplicação e das propriedades do mesmo (COOPER, 1995).

A Figura 2.5 mostra um servo motor do tipo *brushless*, tipo de motor muito utilizado em acionamento para cadeiras de rodas.

Figura 2.5 – Servo motor de 24V do tipo brushless para acionamento de sistemas



Fonte:(ALIBABA.COM, 2022b)

As primeiras cadeiras de rodas elétricas eram movidas a motor acionados por rolos (*driven rollers*), por correias ou por polias, em que o eixo do motor estava em contato direto com os pneus. Os inconvenientes dessas soluções eram que os pneus se desgastavam muito rapidamente ou as correias muitas vezes tinham que ser trocadas. Além disso, foi praticamente impossível usar essas cadeiras de rodas em piso molhado. A vantagem deste tipo de acionamento em detrimento da propulsão por engrenagens é o peso relativamente menor (ATTALI; PELISSE, 2001). Os motores mais utilizados para esta finalidade são compostos em geral por caixas de redução mecânicas por engrenagens.

Existem também os chamados *kits* motorizados, que são sistemas de propulsão integrados às rodas motrizes substituindo as rodas equipadas com aro de mão, transformando assim uma cadeira de rodas manual em elétrica. Esses *kits* de propulsão elétrica são compostos por um trem de engrenagens epicicloidial acoplados à parte elétrica do sistema. A tensão é, em geral, de 12V, em comparação com motores clássicos, que usam 24 V, para economizar o peso de uma bateria. Este sistema é apresentado na forma de uma caixa contendo espaço para dois motores redutores, duas baterias e um *driver* de acionamento. Todo o sistema é fixado na parte traseira da cadeira de rodas (ATTALI; PELISSE, 2001).

Além disso, tem-se, também, uma outra geração de *kits*, que trata-se de um sistema de propulsão com aros de mão montados com um extensômetro. Uma vez ativados, eles realimentam a impulsão elétrica a um motor acoplado às rodas. A impulsão elétrica é proporcional à força registrada pelo extensômetro (ATTALI; PELISSE, 2001).

Cadeiras de rodas munidas deste tipo de sistema são conhecidas como *Push-*

ring Activated Power Assisted Wheelchair (PAPAW). Uma das formas de implementar uma assistência motorizada para uma propulsão manual é o chamado "controle de impedância", no qual o motor provê um torque tal que a inércia e os atritos do sistema cadeira-usuário sejam aparentemente modificados de forma a favorecer a propulsão (ZANEI *et al.*, 2021). Este sistema está a meio caminho entre cadeiras de rodas de propulsão totalmente motorizada e as cadeiras de rodas manuais (ATTALI; PELISSE, 2001).

2.4.2 Caixas de redução mecânica

A redução mecânica presente no acoplamento entre o motor elétrico e a roda do veículo é utilizada com a finalidade de promover um elevado torque ao veículo.

O principal tipo de redutor usado nesta aplicação é composto por engrenagens dentadas. A vantagem deste tipo de redutor é que um ângulo perpendicular pode ser obtido entre o eixo do motor elétrico e o eixo da roda motriz. Assim, o motor pode ser orientado horizontalmente ou verticalmente, oferecendo maior proteção ao sistema e otimizando o espaço (ATTALI; PELISSE, 2001). Há também engrenagens de redução mais avançadas que são chamadas de trens de engrenagens epicicloidais (ATTALI; PELISSE, 2001).

Algumas das engrenagens de redução são feitas de poliamidas para aliviar o peso e melhorar a eficiência, bem como o alcance da cadeira de rodas, além disso, torna o motor mais silencioso. O uso de poliamidas reduz o ruído gerado pelo contato dos dentes, mas só é indicado para baixo torque.

2.4.3 Baterias

Durante os últimos anos tem havido algum progresso no campo das baterias. Para evitar derramamentos, ferimentos e danos ao usuário da cadeira de rodas, as baterias são geralmente postas abaixo do assento. Em geral, são utilizadas baterias de chumbo e ácido, no entanto, baterias de cádmio-níquel podem substituí-las, visto que são menores em tamanho, mantendo o mesmo nível de capacidade e usam uma técnica particular de carregamento (ATTALI; PELISSE, 2001).

As baterias são compostas por vários elementos químicos (em geral elas contêm seis elementos conectados em "série") com uma diferença de potencial de 12 V em seus terminais. Cada elemento é feito de placas positivas e negativas separadas entre si com a ajuda de um material isolante que impede o contato. O eletrólito usado nas baterias pode ser um gel ou um líquido. A principal diferença entre essas duas tecnologias é que as baterias que utilizam líquido só podem ser colocadas na posição vertical e podem causar

danos no caso de tombamento da cadeira de rodas, enquanto as baterias com gel podem ser colocadas em todas as posições (ATTALI; PELISSE, 2001).

2.4.4 Carregadores de bateria

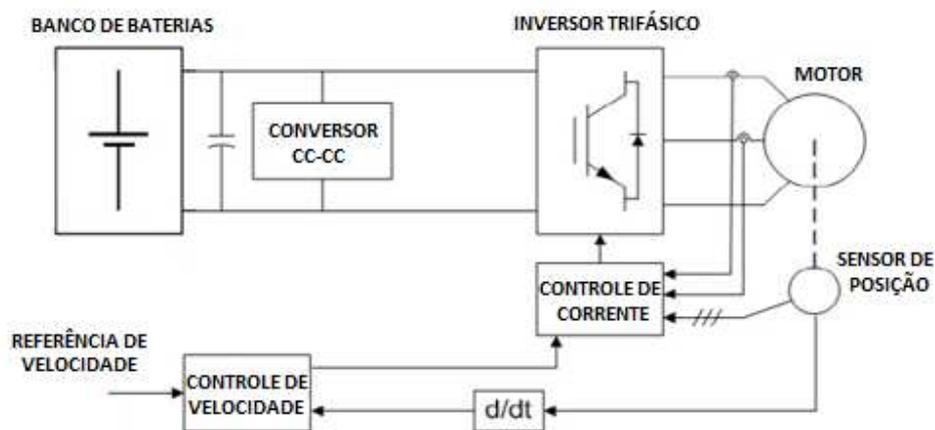
Esta é uma parte integrante da cadeira de rodas. Seu papel é renovar a energia perdida durante o uso do veículo. Em geral, os carregadores são separados das cadeiras de rodas. Caso contrário, uma cadeira de rodas, como um todo, seria considerada um eletrodoméstico visto que o carregador deve ser conectado a uma fonte de alimentação para cumprir o seu papel. Isto implica, que seriam exigidos de tais equipamentos os mesmos padrões que são exigidos, normativamente, para os eletrodomésticos (ATTALI; PELISSE, 2001).

2.4.5 Acionamento e controle eletrônico

Considere-se a estrutura de acionamento mostrada na Figura 2.6. Existe um motor e um comando independente por roda motriz. A referência para o acionamento é de velocidade angular, havendo uma malha interna de corrente (que é proporcional ao torque). A malha é fechada com uma medida da velocidade (tacômetro) ou da posição do rotor (encoder), cuja derivada indica a velocidade.

Os conversores envolvidos neste sistema são um inversor, que é na verdade o atuador elétrico sobre o motor, e possivelmente um conversor de corrente contínua que serve para regular a tensão no barramento do inversor. Este último conversor pode ser dispensado, dependendo da aplicação e dos níveis de tensão que se desejam na entrada do inversor.

Figura 2.6 – Resumo de um sistema de acionamento para motor elétrico



Fonte: Autor

3 Sistema de tração elétrica da cadeira de rodas semiautônoma

Este capítulo apresenta uma breve descrição do sistema de tração elétrica voltado para uma aplicação em cadeira de rodas semiautônoma. Para tal, utiliza-se um PMSM controlado por inversor trifásico com Modulação por Largura de Pulso (PWM) senoidal. Neste tipo de máquina, o rotor é desprovido de enrolamento, possuindo apenas um magneto capaz de gerar um fluxo de campo que ao interagir com o campo girante oriundo da alimentação trifásica do estator produzirá trabalho mecânico no eixo do motor. Através do modelo linearizado do sistema é possível utilizar técnicas de controle clássico para projetar reguladores de corrente e velocidade. O método do Lugar Geométrico das Raízes (LGR) foi escolhido para esta finalidade, e os compensadores de corrente e velocidade foram devidamente projetados em uma estrutura em cascata, respeitando critérios de estabilidade e desempenho desejados para o sistema. Com isso, o sistema de acionamento pode ser acoplado às rodas motrizes do veículo e assim pode-se estudar os efeitos da dinâmica de movimento da cadeira de rodas nas variáveis do motor.

3.1 O motor síncrono de ímãs permanentes

Ao longo dos anos, os PMSM's têm se popularizado no setor industrial, tornando-se cada vez mais utilizados em diversas aplicações, tais como: aeroespacial, veículos elétricos, sistemas industriais de produção automáticos, dentre outros (AKYÜN *et al.*, 2019). Uma das vantagens de utilização deste tipo de motor em sistemas eletromecânicos consiste no fato de seu rotor não possuir enrolamentos, dispensando a presença de correntes magnetizantes e portanto reduzindo as perdas de energia por efeito *Joule* (NETO; POMILIO, 2019).

O PMSM consiste em enrolamentos trifásicos convencionais no estator e ímãs permanentes no rotor. O objetivo dos enrolamentos de campo na máquina síncrona convencional é feito por ímãs permanentes no PMSM. A máquina síncrona convencional requer alimentação em Corrente Alternada (CA) e em Corrente Contínua (CC), enquanto o PMSM requer apenas alimentação CA para sua operação (BALASHANMUGHAM; MAHESWARAN, 2019).

3.1.1 Modelagem do PMSM

A modelagem apresentada nesta seção é baseada nas equações dinâmicas do PMSM referidas ao referencial síncrono (eixo direto e eixo em quadratura), assim, as tensões elétricas em cada eixo são mostradas nas equações (3.1) e (3.2) (PILLAY; KRISHNAN, 1988) (QUEIROZ; POMILIO, 2016) (KOVÁCS, 1984).

$$V_{sd} = R_s I_{sd} + \frac{d}{dt} \psi_{sd} - \omega_p \psi_{sq} \quad (3.1)$$

$$V_{sq} = R_s I_{sq} + \frac{d}{dt} \psi_{sq} + \omega_p \psi_{sd} \quad (3.2)$$

Os fluxos magnéticos de campo em cada eixo são definidos nas equações (3.3) e (3.4).

$$\psi_{sd} = L_s I_{sd} + \psi_m \quad (3.3)$$

$$\psi_{sq} = L_s I_{sq} \quad (3.4)$$

Onde:

V_{sd} : Tensão elétrica de eixo direto no estator;

V_{sq} : Tensão elétrica de eixo em quadratura no estator;

I_{sd} : Corrente elétrica de eixo direto no estator;

I_{sq} : Corrente elétrica de eixo em quadratura no estator;

ψ_{sd} : Fluxo magnético de campo de eixo direto;

ψ_{sq} : Fluxo magnético de campo de eixo em quadratura;

R_s : Resistência elétrica das bobinas do estator;

L_s : Indutância de das bobinas do estator;

ψ_m : Fluxo magnético do rotor;

ω_p : Velocidade angular do fluxo magnético do rotor.

Na modelagem do PMSM no sistema de referências síncrono, o torque eletromagnético pode ser calculado através da equação (3.5) (KRISHNAN, 2017).

$$T_e = \frac{3p}{2} \psi_m I_{sq} \quad (3.5)$$

Onde p é o número de pares de polos da máquina.

Uma vez modelado o sistema elétrico do motor, o seu sistema de transmissão mecânico é dado pela equação (3.6).

$$T_e - T_m = K \frac{d\omega_r}{dt} + b\omega_r \quad (3.6)$$

Onde:

T_e : Torque eletromagnético desenvolvido pelo motor;

T_m : Torque mecânico no eixo do motor;

K : Momento de inércia do eixo do motor;

b : Coeficiente de atrito viscoso do eixo do motor;

ω_r : Velocidade de rotação do eixo do motor.

3.1.2 Parâmetros físicos do PMSM

Os parâmetros físicos em questão são obtidos através de ensaios em laboratório. No entanto, devido à impossibilidade de frequentar espaços públicos (devido à pandemia de Covid-19), estes parâmetros foram determinados com base em trabalhos já realizados com este tipo de motor como em (QUEIROZ *et al.*, 2017) e em (NETO; POMILIO, 2019).

A Tabela 3.1 resume os parâmetros elétricos e mecânicos considerados para o motor utilizado neste trabalho.

Tabela 3.1 – Parametros do PMSM

Parâmetros do motor	
Tensão CC do inversor	48 V
Resistência R_s	0.32 Ω
Indutância L_s	0.24 mH
Tensão constante para 1000 RPM	5 V/1000RPM
Pares de polos	4
Inércia do eixo K	0.089 Kg·m ²
Atrito viscoso b	0.005 N·m·s/rad
Redução mecânica	1:32

Fonte: Autor

3.2 Controle do PMSM

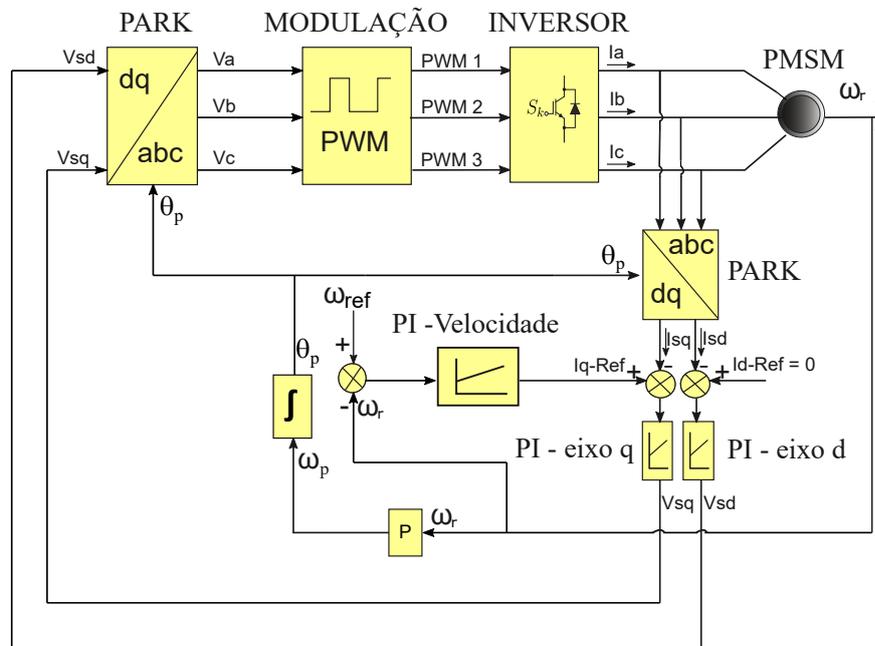
Para se realizar o controle e acionamento do PMSM, faz-se necessário conhecer sua modelagem, bem como seus parâmetros físicos, conforme verificado nas Seções 3.1.1 e 3.1.2.

O controle do PMSM é realizado através de duas malhas de realimentação. A primeira malha trata-se da realimentação de corrente, onde são projetados dois controladores do tipo Proporcional e Integral (PI) para regular as correntes de eixo direto e de eixo em quadratura. A segunda malha é a realimentação mecânica do sistema, onde também

há um controlador PI para regular a velocidade no eixo do motor. Todos os controladores citados são projetados pelo método do LGR.

A corrente de eixo direto é controlada em um valor nulo, pois nesta condição a máquina é capaz de operar com uma relação de torque e corrente ótima (LINO, 2006) (LEONHARD, 2001) (BOLDEA; NASAR, 2016). Já a corrente de eixo em quadratura será controlada conforme a velocidade que se deseja no eixo do motor. Esta corrente é responsável pelo torque eletromagnético gerado. Assim, quando se impõe um *setpoint* de velocidade à malha mecânica do sistema, o controlador de velocidade irá produzir um sinal de referência para a malha de corrente de eixo em quadratura, que por sua vez produzirá um comando de torque ao motor capaz de mudar a velocidade do seu eixo para o valor desejado, conforme diagrama de acionamento mostrado na Figura 3.1.

Figura 3.1 – Diagrama de acionamento e controle do PMSM



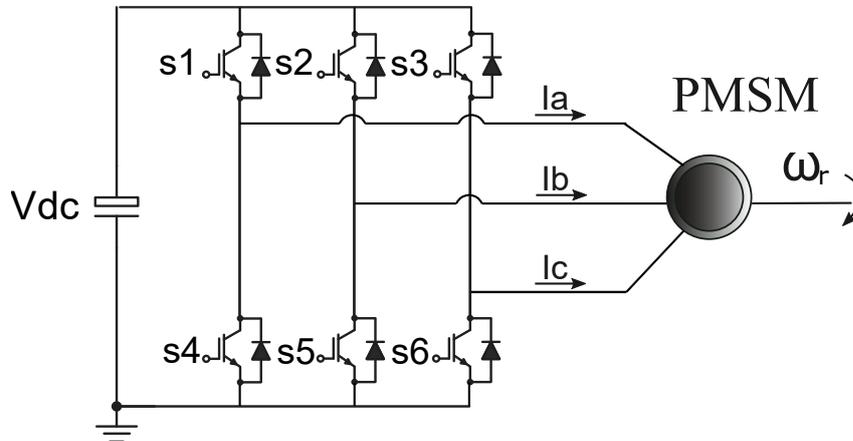
Fonte: Autor

3.2.1 Modelagem do atuador elétrico: inversor

Para realizar o acionamento da máquina, é preciso que se tenham atuadores de potência elétrica. Estes atuadores tratam-se de conversores estáticos comandados por semicondutores do tipo Transistor Bipolar de Porta Isolada (IGBT). O atuador elétrico utilizado para acionamento dos PMSM's da cadeira de rodas semiautônoma é um inversor trifásico alimentado por um banco de baterias de 48V. Desse modo, este banco de baterias é acoplado ao barramento CC do inversor trifásico e por meio do chaveamento em alta frequência e da modulação PWM senoidal, correntes trifásicas são produzidas alimentando

os enrolamentos do estator da máquina. A Figura 3.2 mostra o diagrama elétrico básico do atuador em questão.

Figura 3.2 – Diagrama elétrico do inversor acoplado ao PMSM



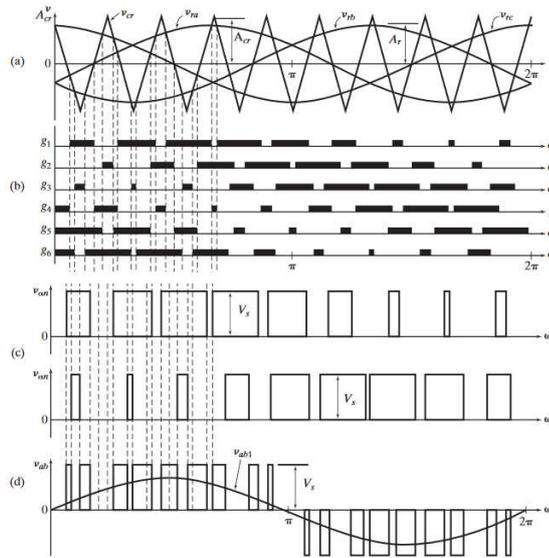
Fonte: Autor

O inversor trifásico conectado ao banco de baterias será modulado conforme os sinais de comando das seis chaves de seus respectivos braços. O sinal que alimenta o terminal de porta dos IGBT's do inversor é um sinal pulsado modulado por uma senoide de baixa frequência por meio de um circuito comparador em que na outra entrada existe uma portadora triangular de elevada frequência. Essa senoide é proveniente das transformadas inversas de Clarke e Park aplicadas sobre o sinal de controle da malha de corrente.

Como há a ação de dois controladores de corrente que gerarão dois sinais de tensão cada qual a seu referido eixo, direto e em quadratura, a aplicação da transformada inversa de Park tornará esses sinais novamente senoidais no tempo e estes serão os próprios sinais de controle que atuarão sobre as chaves do inversor. Uma vez que as moduladoras serão ondas senoidais e portanto variantes no tempo, a razão cíclica também irá variar ao longo do período da moduladora. Dessa forma, toma-se que o índice de modulação em amplitude, correspondente entre o quociente do pico da onda senoidal pelo pico da portadora triangular, (RASHID, 2014), (HART, 2016), será o máximo ganho dado pelo inversor ao sistema de controle proposto.

A Figura 3.3 mostra um diagrama no tempo de como é feita a modulação PWM senoidal. Nela, é possível observar que as tensões de linha possuem três níveis, com pico equivalente ao valor do barramento. O espectro em frequência desta forma de onda mostra uma componente de baixa frequência sintonizada na frequência da forma de onda moduladora senoidal, dada a definição da referência no potencial baixo da fonte CC.

Figura 3.3 – Modulação por largura de pulso senoidal para inversores trifásicos



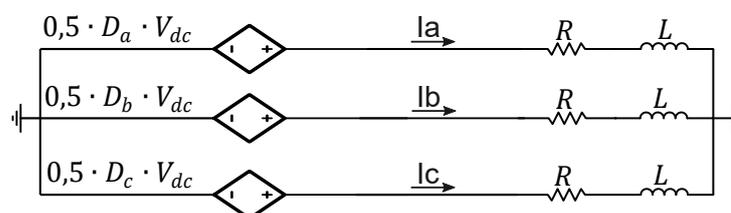
Fonte: (RASHID, 2014)

3.2.1.1 Modelagem por variáveis médias

Como o presente trabalho propõe um sistema de acionamento eletromecânico, operar modelos chaveados torna-se computacionalmente custoso visto que exige passos de cálculos do simulador pequenos, bem abaixo dos valores de períodos de chaveamento típicos de conversores eletrônicos fato que prejudica a velocidade e resultados das simulações mecânicas. Assim, é necessário modelar o inversor por variáveis médias.

Para avaliar as condições de ligação da carga ao inversor sujeito à modulação PWM senoidal, bem como o comportamento em valores médios deste conversor, aproxima-se o motor elétrico como sendo uma carga do tipo resistiva e indutiva (RL), simbolizando as características dos enrolamentos do estator, e avalia-se que as tensões médias de fase produzidas, quando tal carga é conectada em estrela ao inversor, possuem valor de pico equivalente à metade da tensão do barramento ponderada pelo índice de modulação em amplitude do inversor. A Figura 3.4 ilustra o circuito equivalente em variáveis médias para o inversor trifásico operando com modulação PWM senoidal.

Figura 3.4 – Circuito equivalente para modelo médio do inversor trifásico com carga conectada em estrela



Fonte: Autor

Com isso, o inversor foi modelado dinamicamente como sendo um ganho dado ao sistema. Este ganho trata-se do índice de modulação, definido pela equação (3.7) (HART, 2016), dividido por dois.

$$D_{abc} = \frac{V_s}{V_{tri}} \quad (3.7)$$

Onde:

D_{abc} : Índice de modulação em amplitude;

V_s : Tensão de pico da moduladora senoidal;

V_{tri} : Tensão de pico da portadora triangular.

Assim, a tensão de pico em cada condutor de fase do PMSM pode ser vista como na equação (3.8).

$$V_{abc} = 0,5D_{abc}V_{dc} \quad (3.8)$$

Onde:

V_{abc} : Tensão de pico nos condutores de fase do motor;

V_{dc} : Tensão do banco de baterias.

Uma simulação do modelo chaveado e em variáveis médias para um inversor trifásico sujeito à modulação PWM senoidal com cargas conectadas em estrela foi realizada no *software PSIM*[®].

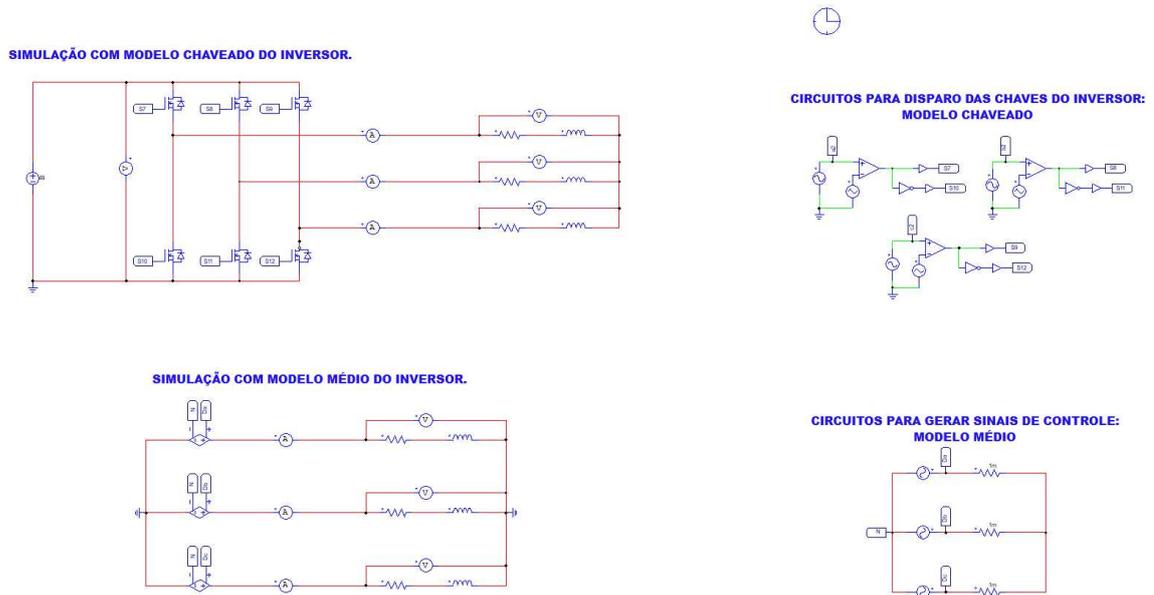
Nesta simulação é mostrado o modelo chaveado visto na Figura 3.2 e cuja modulação apresentada na Figura 3.3 é feita por meio um circuito baseado em comparadores de tensão.

A tensão do barramento CC vale 48 V e a carga conectada à saída do inversor consiste em um circuito do tipo RL com valores de resistência $R = 12 \Omega$ e indutância $L = 1 \text{ mH}$. Além disso, considera-se uma forma de onda portadora do tipo triangular com picos em 1 V e -1 V e frequência de 6 kHz e uma moduladora senoidal sintonizada em 1 Hz cujo valor de pico é de 0,9 V.

Já a simulação do modelo médio segue o padrão mostrado na Figura 3.4, onde as fontes controladas de tensão possuem valor equivalente ao mostrado na equação 3.8 e o índice de modulação D_{abc} nas fases pode ser obtido tal qual na equação 3.7.

A Figura 3.5 mostra o esquema de simulação para os dois modelos de comparação propostos para um inversor trifásico com modulação PWM senoidal.

Figura 3.5 – Simulação do modelo chaveado e médio do inversão trifásico para cargas conectadas em estrela



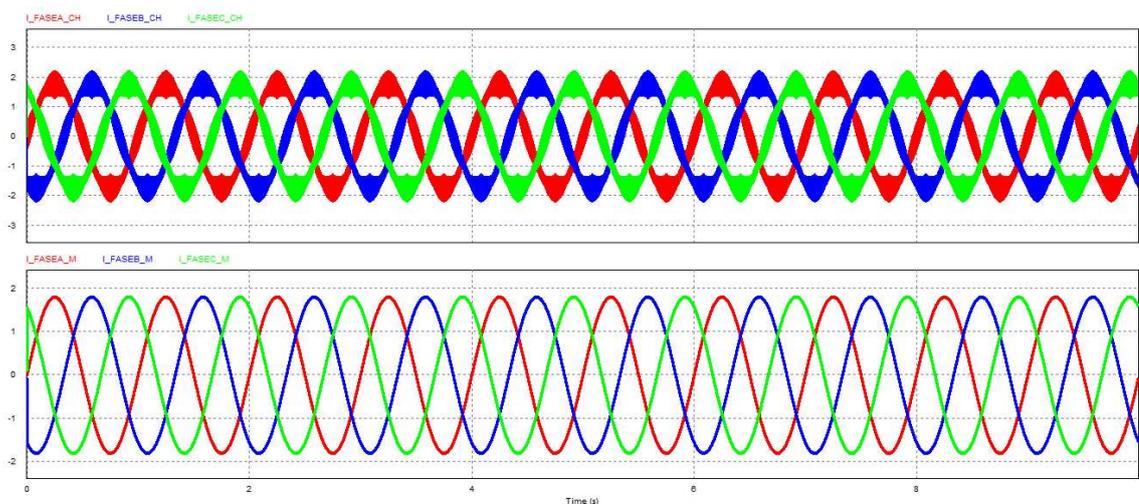
Fonte: Autor

Para validar o modelo médio proposto, analisam-se as formas de onda de tensão e corrente de fase e seus respectivos espectros em frequência.

A simulação proposta foi feita por um tempo de 10 segundos.

A Figura 3.6 mostra as correntes trifásicas que circulam pela carga em cada um dos modelos analisados.

Figura 3.6 – Correntes trifásicas para modelo chaveado e modelo médio, respectivamente

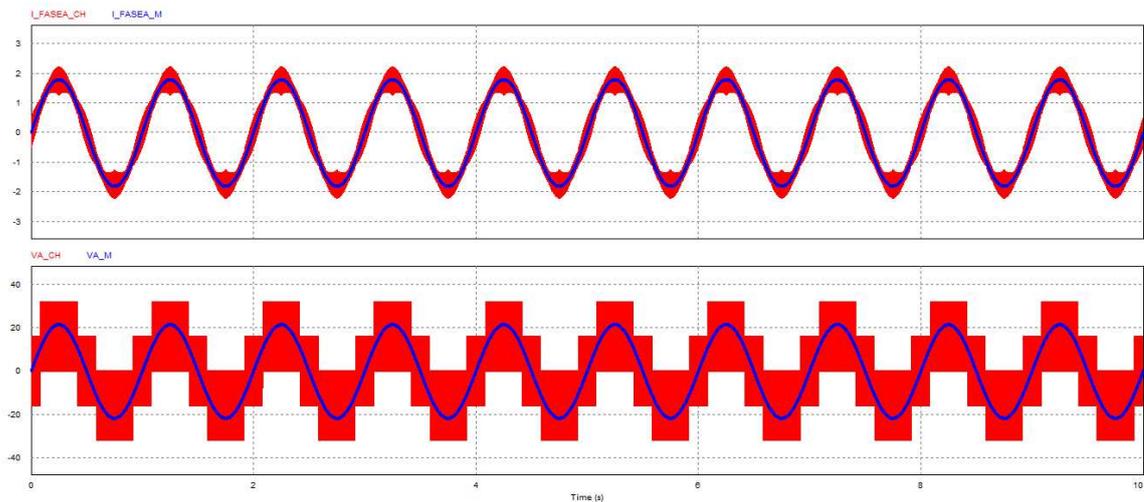


Fonte: Autor

Da análise da Figura 3.6 nota-se que ambos os modelos possuem correntes em ordens de grandeza parecidas, porém não fica clara a equivalência das componentes

médias entre os modelos devido ao *ripple* observado nas correntes trifásicas do modelo chaveado. Assim, a Figura 3.7 mostra a comparação entre as correntes produzidas na fase A para ambos os modelos e as tensões produzidas nesta mesma fase sobre a carga, respectivamente.

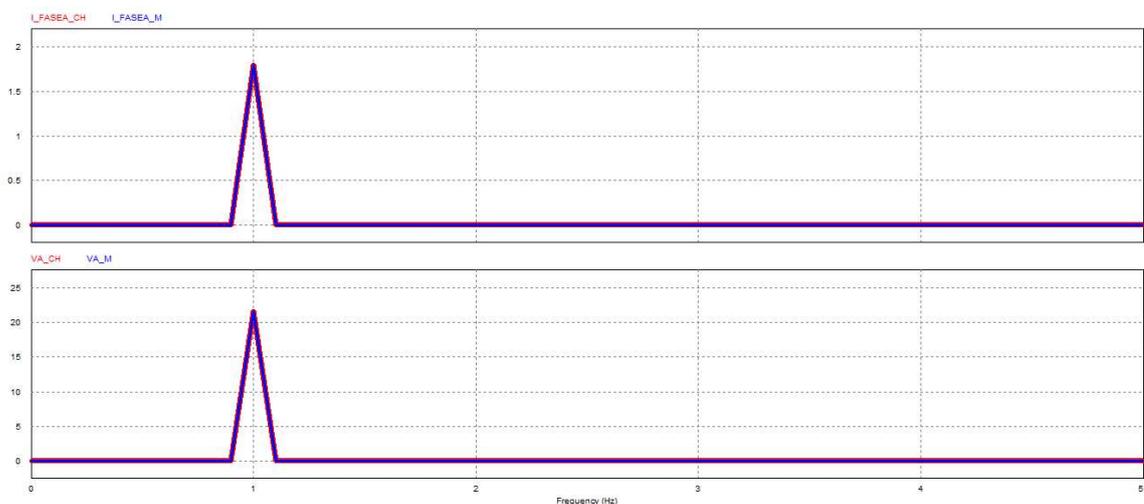
Figura 3.7 – Comparação entre as correntes e tensões para os modelos médio e chaveado, respectivamente



Fonte: Autor

Para melhor visualização da equivalência entre os dois modelos propostos em termos das variáveis médias, o espectro em frequência de ambas as formas de onda é mostrado com destaque para a frequência de 1 Hz que neste é a frequência escolhida para a moduladora senoidal. Com isso, por meio da análise da Figura 3.8 mostra-se que a componente fundamental das formas de onda apresentadas são equivalentes.

Figura 3.8 – Espectro em frequência para as correntes e tensões, respectivamente



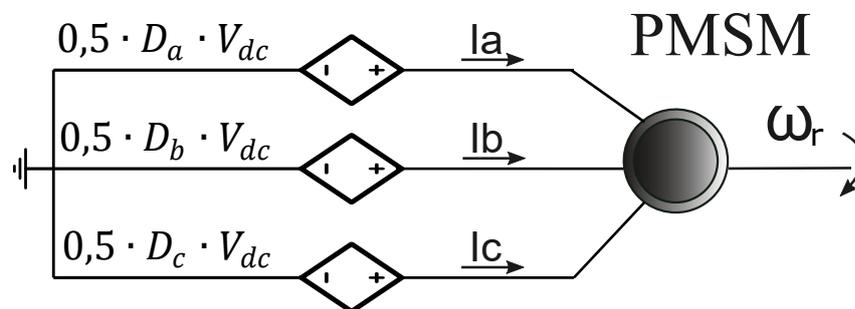
Fonte: Autor

Como a simulação proposta neste trabalho trata-se de um sistema de acionamento elétrico para um veículo do tipo cadeira de rodas semiautônoma, fez-se necessário optar por uma simulação considerando o modelo do circuito equivalente para um inversor trifásico. Este modelo consiste em dispensar as componentes de altas frequências e considerar apenas as componentes médias visto que estas componentes são de fato responsáveis pela dinâmica do sistema.

Além disso, simular sistemas mecânicos e chaveados ao mesmo tempo pode exigir elevado custo computacional, com isso, sem que haja perda de generalidade, o modelo do inversor chaveado acoplado ao motor PMSM pode ser substituído por seu circuito equivalente representado pela Figura 3.9.

Para otimizar o custo de simulação, deste ponto do trabalho para frente o modelo médio do inversor será utilizado em todas as aplicações emulando a dinâmica que o inversor impõe ao sistema. Vale ressaltar que isto é válido visto que o foco deste trabalho não se trata de estudar efeitos do chaveamento em elevada frequência no sistema, mas sim de avaliar a dinâmica mecânica e elétrica do PMSM.

Figura 3.9 – Circuito equivalente para modelo médio do inversor trifásico com PMSM acoplado



Fonte: Autor

Assim, por meio do modelo em variáveis média obtido para o inversor e representado pela Figura 3.9 pode-se controlar o sistema elétrico e mecânico da máquina por meio do índice de modulação do conversor estático em questão. Logo, as próximas seções deste trabalho consideram que a tensão nos terminais do estator da máquina são variáveis de controle que se pode ajustar por meio do inversor e com isso, chega-se ao controle de corrente e conseqüentemente de torque e por fim o controle de velocidade do eixo do motor.

3.2.2 Controladores de corrente

3.2.2.1 Modelo matemático da planta de corrente

As funções de transferência que definem as malhas de regulação das correntes de eixo direto e de quadratura da máquina são obtidas a partir do modelo visto nas equações (3.1) e (3.2). Estas equações definem a relação direta entre tensões e correntes no referencial síncrono de *Park*. Cabe observar que estas equações ainda assim possuem um termo de acoplamento, no qual as tensões de eixo direto e em quadratura dependem de um termo referente aos fluxos magnéticos de eixo em quadratura e de eixo direto, respectivamente. Para efeitos de controle, estes termos serão considerados perturbações e, portanto, serão desconsiderados para fins de projeto do controlador, como mostrado nas equações (3.9) e (3.10).

$$V_{sd} = R_s I_{sd} + \frac{d}{dt} \psi_{sd} - \overbrace{[\omega_p \psi_{sq}]}^{\text{Perturbação}} \quad (3.9)$$

$$V_{sq} = R_s I_{sq} + \frac{d}{dt} \psi_{sq} + \overbrace{[\omega_p \psi_{sd}]}^{\text{Perturbação}} \quad (3.10)$$

Substituindo-se as relações (3.3) e (3.4) em (3.9) e (3.10), respectivamente, e considerando que a derivada do fluxo mútuo será nula no sistema de referência síncrono, os modelos apresentados podem ser escritos em função das tensões e correntes do sistema. Assim, pode-se reduzir tais modelos às equações (3.11) e (3.12), admitindo-se que o controlador projetado será robusto o suficiente para rejeitar este erro.

$$V_{sd} = R_s I_{sd} + \frac{d}{dt} (L_s I_{sd}) \quad (3.11)$$

$$V_{sq} = R_s I_{sq} + \frac{d}{dt} (L_s I_{sq}) \quad (3.12)$$

Aplicando-se o operador que define a transformada de *Laplace* nas equações (3.11) e (3.12), obtém-se as funções de transferência que definem as correntes de eixo direto e em quadratura em relação às tensões referidas a tais eixos conforme equação (3.13).

$$\frac{I_{sdq}(s)}{V_{sdq}(s)} = \frac{1}{L_s s + R_s} \quad (3.13)$$

A partir destas equações e conhecendo-se os parâmetros da máquina, pode-se obter as funções de transferência numéricas de corrente em tempo contínuo, conforme a equação (3.14).

$$\frac{I_{sdq}(s)}{V_{sdq}(s)} = \frac{1}{0,00024s + 0,32} \quad (3.14)$$

De posse da equação (3.14), deseja-se realizar a discretização do sistema. Para tal, faz-se necessário determinar o tempo de amostragem da variável controlada, que neste caso é a corrente. Avaliando-se as equações (3.13) e (3.14), pode-se notar que esta constante de tempo vale $750\mu s$ (NISE; SILVA, 2002) (OGATA *et al.*, 2010) e através de testes empíricos, o tempo de amostragem de corrente escolhido foi de $500\mu s$.

O sistema é discretizado por meio do método Euler *Forward* (PHILLIPS; NAGLE, 2007) (ÅSTRÖM; WITTENMARK, 2013) e o resultado da discretização é mostrado na equação (3.15).

$$\frac{I_{sdq}(z^{-1})}{V_{sdq}(z^{-1})} = \frac{1,521z^{-1}}{1 - 0,5134z^{-1}} \quad (3.15)$$

3.2.2.2 Projeto do controlador de corrente

Uma vez obtido o modelo discretizado do sistema dinâmico de corrente pode-se projetar um controlador PI digital (LANDAU; ZITO, 2006) que possui a seguinte relação dada pela equação (3.16).

$$C(z^{-1}) = K_p \left(\frac{1 - \eta z^{-1}}{1 - z^{-1}} \right) \quad (3.16)$$

Onde:

K_p : Ganho proporcional dado ao sistema;

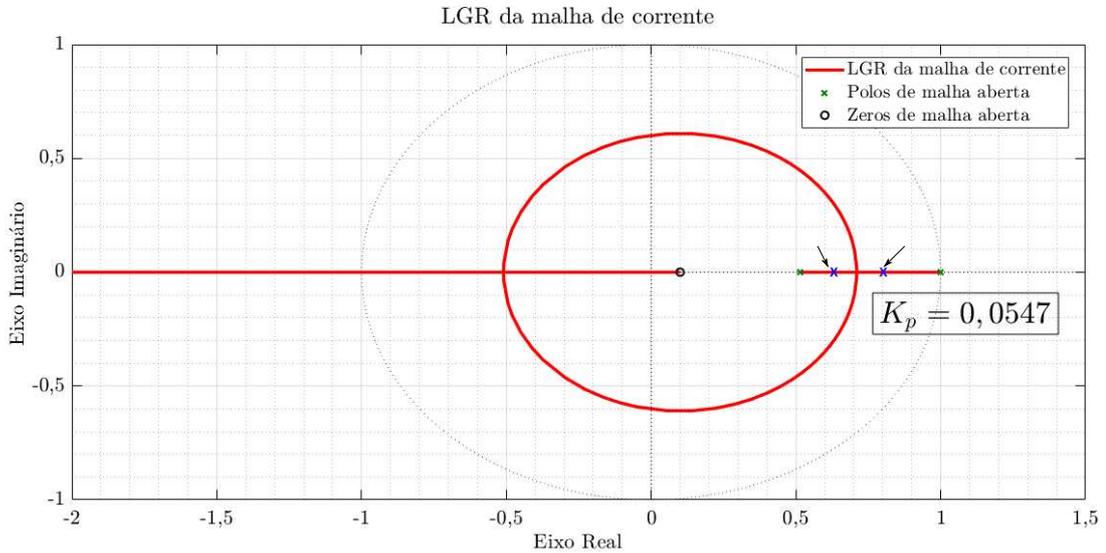
η : Posição do zero do sistema no plano Z.

O zero do controlador representado pela letra η foi alocado na posição 0,1 do plano Z de modo a garantir uma ampla faixa de estabilidade para os polos de malha fechada, enquanto que seu polo é alocado na posição 1, ou seja, no plano Z, este polo encontra-se sobre o círculo unitário, caracterizando a parte integradora do controlador.

Para finalização do projeto do regulador de corrente faz-se necessário escolher seu ganho. Para tal, o diagrama de LGR do sistema discretizado em malha aberta, adicionado do polo e do zero introduzidos pelo controlador, com ganho unitário, é plotado. Avaliando-se o diagrama da Figura 3.10, uma boa escolha de ganho é $K_p = 0,0547$,

visto que tem-se uma resposta ao degrau rápida e sem oscilações, deslocando os polos do sistema para a posição mostrada com uma seta.

Figura 3.10 – Diagrama LGR para malha de corrente



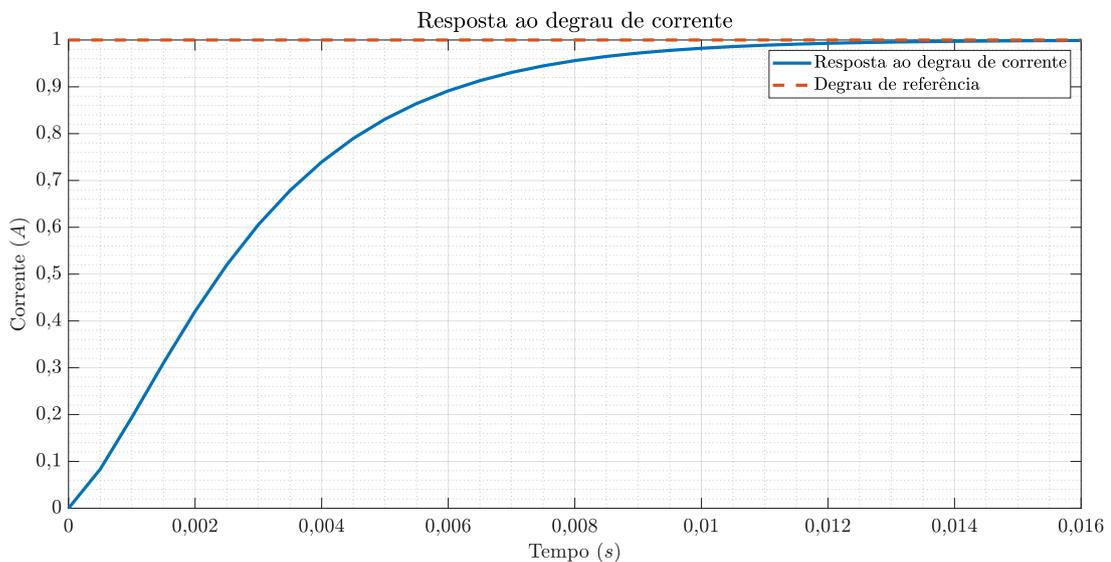
Fonte: Autor

Com isso, o controlador de corrente projetado é dado pela equação (3.17).

$$C(z^{-1}) = 0,0547 \left(\frac{1 - 0,1z^{-1}}{1 - z^{-1}} \right) \quad (3.17)$$

Uma vez definido o controlador, avalia-se a resposta ao degrau para o sistema em malha fechada conforme se observa na Figura 3.11.

Figura 3.11 – Resposta ao degrau para malha de corrente



Fonte: Autor

3.2.2.3 Ajuste do sinal de controle

A planta de corrente mostrada relaciona duas variáveis referentes à máquina, são elas: tensão e corrente.

O sinal de controle produzido trata-se de uma tensão que ao ser convertida ao referencial trifásico representa a tensão que deve ser ajustada ao estator do motor. No entanto, o sinal efetivo de controle não é diretamente a tensão do estator mas sim a moduladora. Com isso o sinal de controle precisa ser ponderado com um ganho para se ajustar ao sistema de acionamento.

Da equação (3.8), pode-se obter o sinal de controle ponderado isolando-se o índice de modulação, conforme equação (3.18).

$$D_{abc} = \frac{V_{abc}}{0,5V_{dc}} \quad (3.18)$$

Da equação (3.18) é notório que uma vez obtido o comando de tensão que deve ser dado ao estator do motor por meio de uma lei de controle pode-se facilmente chegar a um valor de índice de modulação que produza esta tensão na saída do inversor. Uma vez que a tensão CC é conhecida e fixa em $48V$ pode-se relacionar o sinal de controle com o índice de modulação pelo seguinte ganho dado na equação (3.19).

$$D_{abc} = 0,0417V_{abc} \quad (3.19)$$

3.2.3 Controlador de velocidade

Para o projeto da malha de controle de velocidade, faz-se necessário compreender como a dinâmica mecânica do PMSM relaciona-se com as grandezas elétricas envolvidas. A equação matemática que relaciona essas duas dinâmicas pode ser obtida da combinação entre as equações (3.5) e (3.6), desprezando-se o efeito do torque mecânico, que do ponto de vista da teoria de controle será considerado uma perturbação ao modelo. Assim, a equação (3.20) é obtida.

$$\frac{3p}{2}\psi_m I_{sq} = K \frac{d\omega_r}{dt} + b\omega_r \quad (3.20)$$

Através da análise da equação (3.20) é possível notar que um *setpoint* de corrente de eixo em quadratura resulta em um estágio de aceleração no eixo do motor. Dessa forma, o controlador de velocidade deve enviar um *setpoint* ao controlador de corrente para gerar o torque necessário de forma a zerar o erro de realimentação, resultando numa estrutura de controle em cascata.

Para o projeto desta estrutura de controle em cascata, faz-se necessário levantar um modelo matemático que relacione velocidade com corrente de eixo em quadratura. A equação (3.20) fornece uma boa aproximação para tal modelo. No entanto, aqui, consideraram-se outros efeitos dinâmicos que por ventura não estão reproduzidos em tal equação, tais como: a dinâmica inserida pelo controlador de corrente no sistema, incertezas nos parâmetros do motor, efeitos de saturação, além da dinâmica de processamento das informações em tempo real. Todas estas características afetam o desempenho do controlador final, caso o modelo da planta não tenha sido bem formulado. Assim, nesta etapa de projeto, optou-se por realizar um ensaio de resposta ao degrau e através da ferramenta *Systems Identification* do *Matlab*[®] encontrar um modelo que melhor aproxime o sistema desejado.

3.2.3.1 Identificação da planta de velocidade

Com o objetivo de realizar uma modelagem mais precisa do processo que se deseja controlar, a planta de velocidade do PMSM estudado será determinada através de um processo de identificação de sistemas.

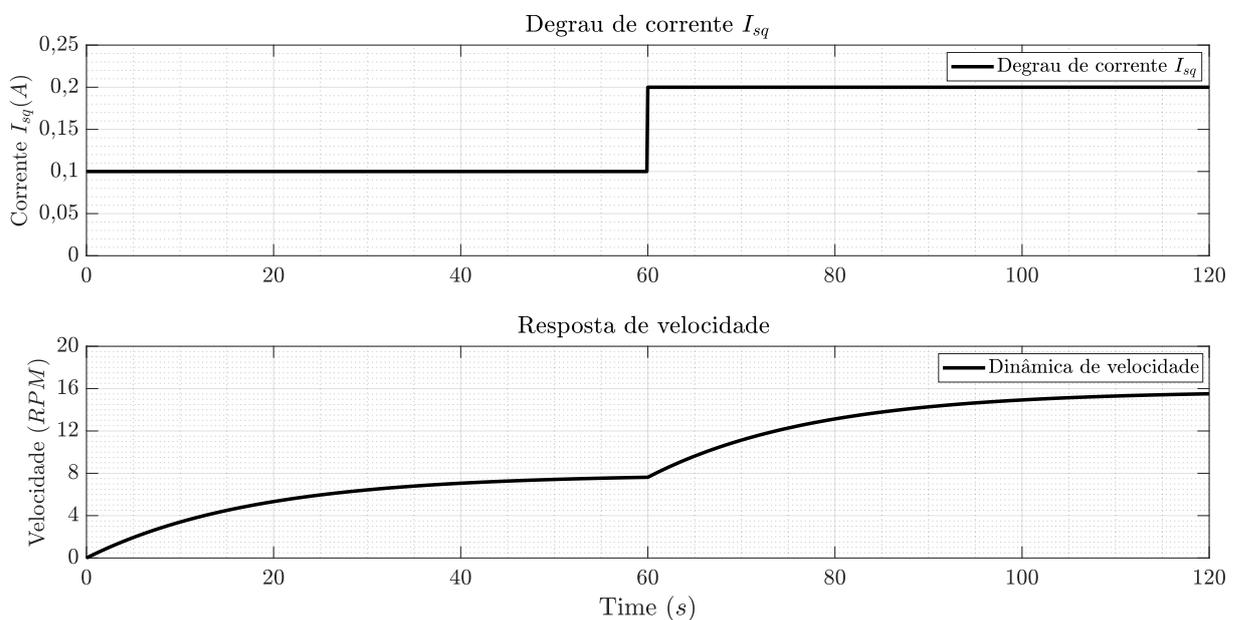
Identificação de sistemas é um processo alternativo motivado pelo fato de existirem sistemas dinâmicos dos quais não se conheçam, a priori, modelos matemáticos que os descrevam, mas, se tenha acesso a um conjunto de dados de entrada e saída de tais sistemas. Dessa forma, com esse conjunto de dados consegue-se estabelecer uma relação de causa e efeito entre tais variáveis, ou seja, consegue-se um modelo que explique, pelo menos em parte e de forma aproximada, esta relação entre as grandezas observadas. (AGUIRRE, 2004).

Para se realizar a identificação de um sistema dinâmico, faz-se necessário seguir determinados passos (AGUIRRE, 2004):

- **Testes dinâmicos e coletas de dados:** O sistema deverá ser excitado dinamicamente e os dados de entrada e saída coletados;
- **Escolha da representação matemática a ser utilizada:** Modelos matemáticos lineares que representarão o sistema, podendo ser funções de transferência, modelos em espaço de estados, equações à diferenças, etc;
- **Determinação da estrutura do modelo:** Em modelos lineares, se restringe à escolha do número de polos e zeros, bem como a determinação do atraso puro de tempo;
- **Estimação de parâmetros:** Esta etapa se restringe à determinar o valor dos polos e zeros da estrutura do modelo escolhida.

Para a realização do teste dinâmico, considera-se o PMSM operando em vazio e sob a ação do controlador de corrente de eixo em quadratura projetado na Seção 3.2.2. Com isso, uma simulação de 2 minutos é realizada, com um *setpoint* inicial de corrente de eixo em quadratura de 0,1 A. Em 1 minuto, o *setpoint* de corrente muda para 0,2 A. Com isso, é possível avaliar a dinâmica de velocidade e estabelecer uma relação de causa e efeito com mudanças no valor da corrente de eixo em quadratura, conforme modelo da equação (3.20). A Figura 3.12 mostra os resultados gráficos do ensaio de resposta ao degrau descrito.

Figura 3.12 – Degrau de corrente I_{sq} e resposta de velocidade



Fonte: Autor

Um vez realizada a coleta de dados, usa-se a ferramenta *Systems Identification* do *Matlab*[®] para identificar o modelo procurado. Nesta etapa faz-se necessário escolher uma representação matemática adequada. Como deseja-se projetar os controladores no domínio da frequência, escolhe-se a representação em função de transferência. Outras representações podem ser utilizadas, dependendo dos objetivos de aplicação, e podem ser encontradas em (LJUNG, 1998).

Escolhida a representação matemática para o modelo procurado, deve-se selecionar a estrutura do modelo. Neste caso, a estrutura escolhida foi a de um modelo de segunda ordem.

Por fim, tem-se a estimação de parâmetros. Dessa maneira, foi carregado na ferramenta *Systems Identification* a entrada de corrente de eixo em quadratura e a saída de velocidade, bem como o tempo de amostragem da coleta de dados que foi escolhido em 0,1s.

Com isso, a função de transferência que relaciona a saída de velocidade e a entrada de corrente de eixo em quadratura é definida e mostrada na equação (3.21).

$$\frac{\omega_r(s)}{I_{sq}(s)} = \frac{1116}{s^2 + 251,5s + 14,13} \quad (3.21)$$

Uma vez obtida a função de transferência em tempo contínuo da malha de velocidade, se faz necessário discretizá-la com a finalidade de se projetar controladores que regulem esta grandeza.

Observando-se as Figuras 3.11 e 3.12, nota-se que a constante de tempo da malha de corrente é da ordem de milissegundos e que a constante de tempo do processo é da ordem de segundos. Portanto, escolhe-se um valor de tempo de amostragem que seja pelo menos dez vezes maior que o valor da constante de tempo da malha interna e dez vezes menor que a constante de tempo do processo em malha aberta. Um valor razoável para esta faixa é de 0,1s.

Assim, a função de transferência mostrada na equação (3.21) é discretizada através do método Euler *Forward* a uma taxa de amostragem de 0,1s. Este resultado é mostrado na equação (3.22).

$$\frac{\omega_r(z^{-1})}{I_{sq}(z^{-1})} = \frac{0,425z^{-1} + 0,01756z^{-2}}{1 - 0,9944z^{-1}} \quad (3.22)$$

Feito este processo de modelagem, pode-se projetar um controlador que regule a malha de velocidade com base no modelo exposto na equação (3.22).

3.2.3.2 Projeto do controlador de velocidade

O projeto do controlador PI de velocidade segue os mesmos procedimentos já vistos para a malha de corrente, de acordo com a equação (3.16).

O zero do controlador representado pela letra η foi alocado na posição 0,95 do plano Z de modo a garantir uma ampla faixa de estabilidade para os polos de malha fechada, enquanto que seu polo é alocado na posição 1, ou seja, no plano Z , este polo encontra-se sobre o círculo unitário, caracterizando a parte integradora do controlador.

Para a finalização do projeto do regulador de velocidade faz-se necessário escolher seu ganho. Para tal, o diagrama de LGR do sistema discretizado em malha aberta, adicionado do polo e do zero introduzidos pelo controlador, com ganho unitário, é plotado com auxílio computacional. Avaliando-se os diagramas das Figuras 3.13 e 3.14, uma boa escolha de ganho é K_p entre $K_p = 0,21017$ e $K_p = 0,81017$, colocando os polos de malha fechada nas posições indicadas pelas setas e representando uma região de estabilidade.

A escolha dessa faixa de ganho foi feita com base em ensaios e na análise da resposta ao degrau do sistema de modo a obter diferentes dinâmicas (rápidas e lentas) dentro dos limites físicos do processo com finalidades futuras a serem abordadas nos capítulos seguintes.

Figura 3.13 – Diagrama LGR para malha de velocidade com ganho $K_p = 0,21017$

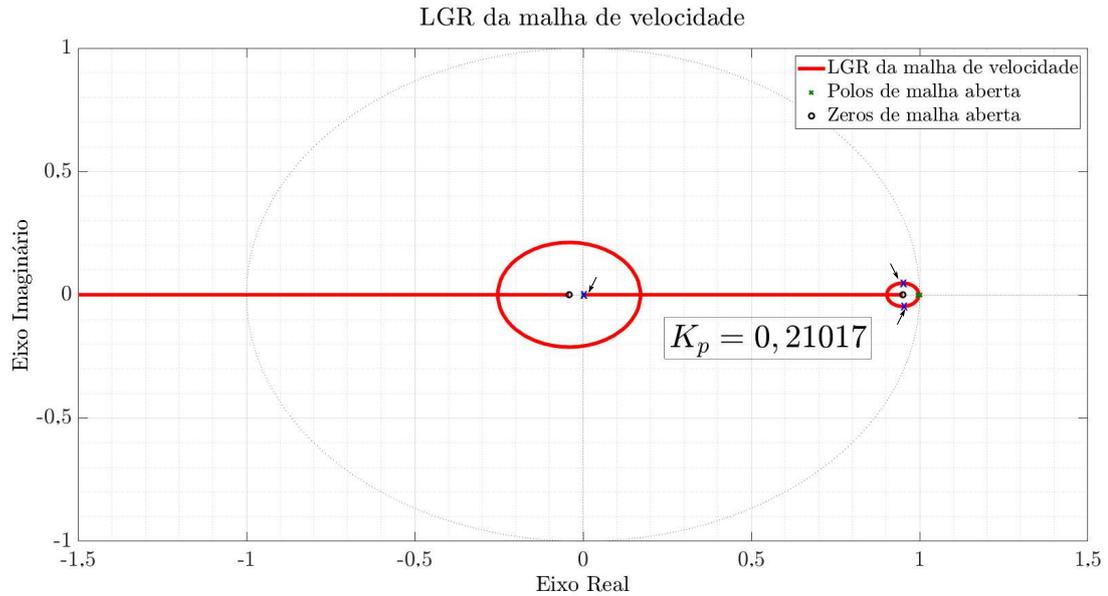
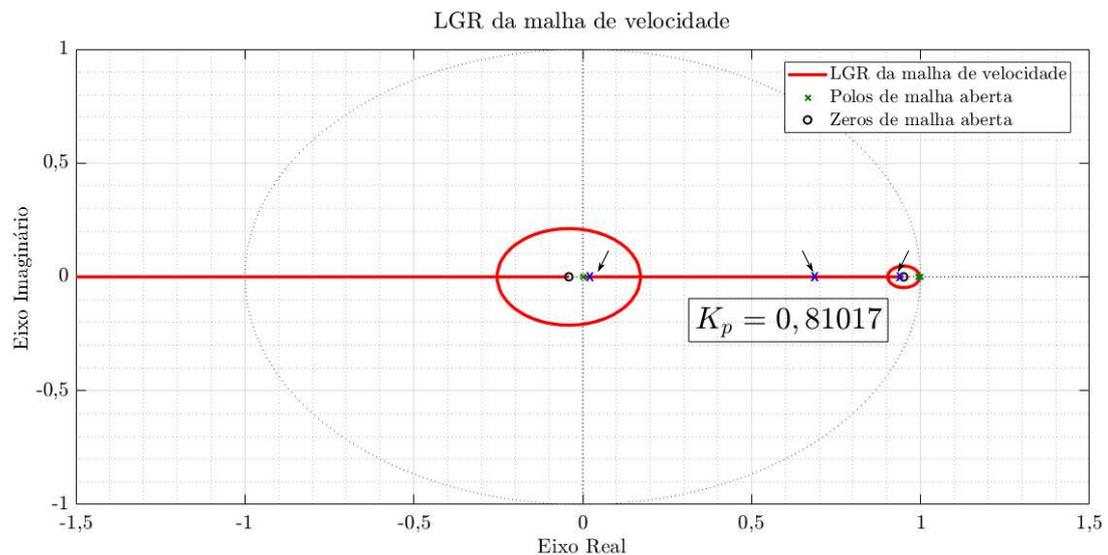


Figura 3.14 – Diagrama LGR para malha de velocidade com ganho $K_p = 0,81017$

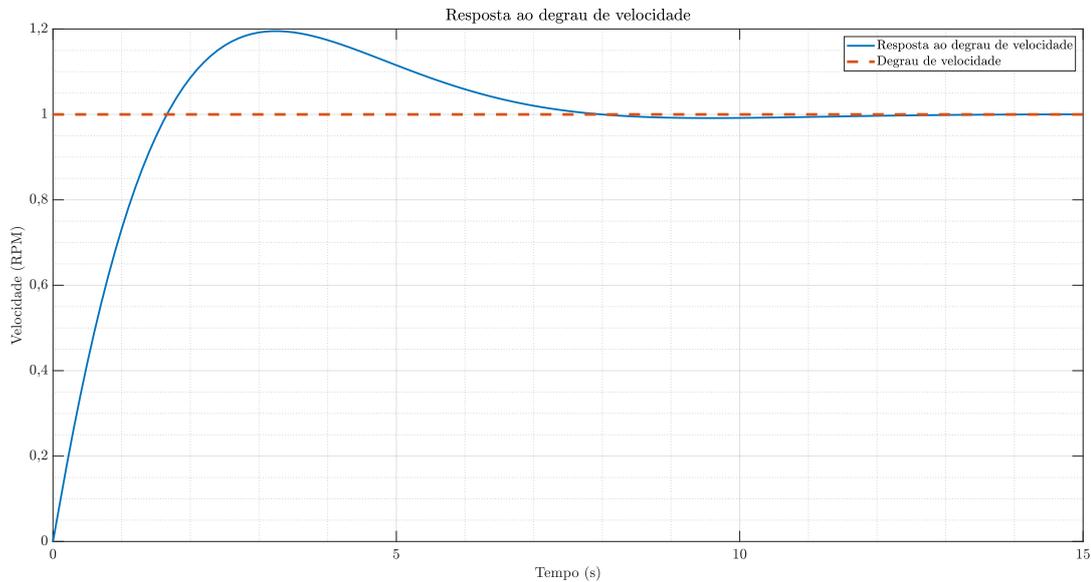


Com isso, o controlador de velocidade projetado é dado pela equação (3.23).

$$C(z^{-1}) = 0,81017 \left(\frac{1 - 0,95z^{-1}}{1 - z^{-1}} \right) \quad (3.23)$$

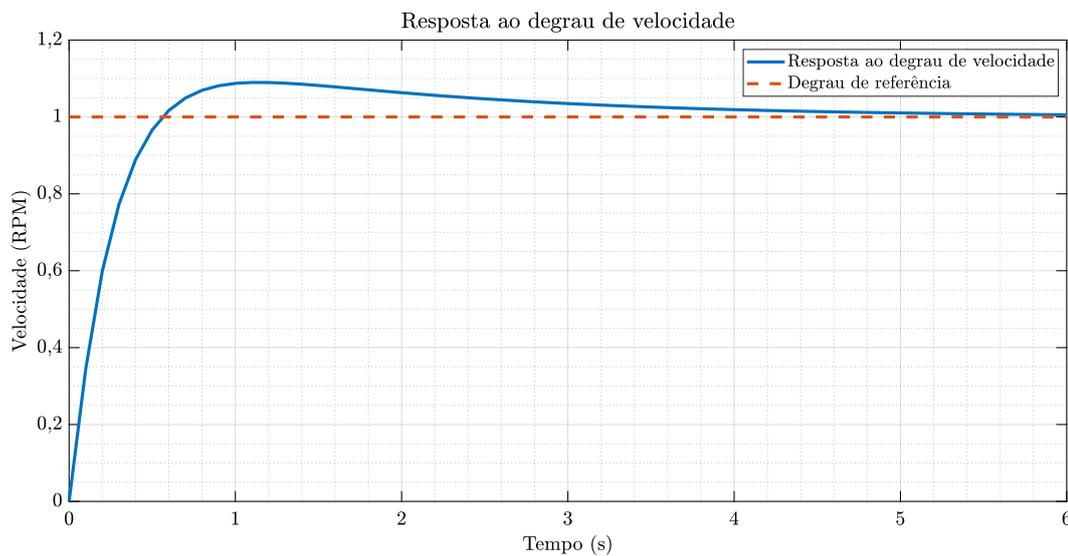
Uma vez definido o controlador, avalia-se a resposta ao degrau para o sistema em malha fechada para ambos os ganhos especificados. Dessa forma, as Figuras 3.15 e 3.16 mostram as características dinâmicas da resposta mais lenta possível e da resposta mais rápida especificada para a planta em questão.

Figura 3.15 – Resposta ao degrau para malha de velocidade com ganho $K_p = 0,21017$



Fonte: Autor

Figura 3.16 – Resposta ao degrau para malha de velocidade com ganho $K_p = 0,81017$



Fonte: Autor

3.3 Controle *Anti-windup*

Da equação 3.7 é possível perceber que o sinal de controle D_{abc} deve estar no intervalo entre 1 e -1 , pois caso contrário, ocorrerá sobremodulação no inversor.

Para solucionar esta questão, um saturador é colocado de modo a forçar o sinal de operação do inversor a permanecer no intervalo desejado. No entanto, caso haja saturação no processo de controle, um acúmulo do sinal de erro é verificado, devido a presença dos integradores. Este acúmulo causa problemas à resposta dinâmica do processo e precisa ser corrigido.

Uma boa solução para esta questão é utilizar-se da técnica de *back calculation* (FRANKLIN *et al.*, 2015). Esta técnica consiste em mensurar o erro entre o sinal de controle antes da ação de saturação e o sinal efetivamente enviado ao atuador elétrico. Esta diferença é processada em um ganho K_{sat} e adicionada à ação de controle, de modo a evitar uma resposta dinâmica indesejada ao processo. Para o controle projetado, este ganho foi sintonizado em $K_{sat} = 4$, conferindo um resultado satisfatório ao sistema.

4 Simulação elétrica e mecânica da cadeira de rodas semiautônoma

Este capítulo versa sobre em que condições são realizadas as simulações da cadeira de rodas motorizada e como foi feita a integração entre os softwares *Matlab/Simulink*[®] e *CoppeliaSim*[®]. Através da Interface de Programação de Aplicação (API) remota para *Matlab*[®] presente no *CoppeliaSim*[®] e do bloco *Matlab Function* foi possível realizar uma troca de informação, onde o *Matlab/Simulink*[®] envia para o *CoppeliaSim*[®] os comandos de torque e velocidade ao eixo de cada roda motriz e por consequência o *CoppeliaSim*[®] devolve a informação de torque de carga no eixo, torque este proveniente das massas e inércias presentes no sistema físico, bem como das condições de atrito do solo. Com isso, foi possível estudar os principais problemas de desvio de trajetória envolvendo deslocamento do centro de massa do veículo devido a posicionamento do usuário sobre o assento, diferença de atrito entre as rodas, diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso, deslocamento sobre rampas e desalinhamento entre as rodas castor.

4.1 Visão geral do modelo de simulação

Para construir o modelo é necessário projetar o sistema de acionamento do PMSM, com os seus controles, no software *Matlab/Simulink*[®]. Assim, quando um *setpoint* de velocidade é solicitado, o *Matlab/Simulink*[®] deve fornecer um comando de torque e velocidade ao motor que deve ser transmitido ao modelo mecânico da cadeira de rodas desenvolvido no *CoppeliaSim*[®] por meio da API remota.

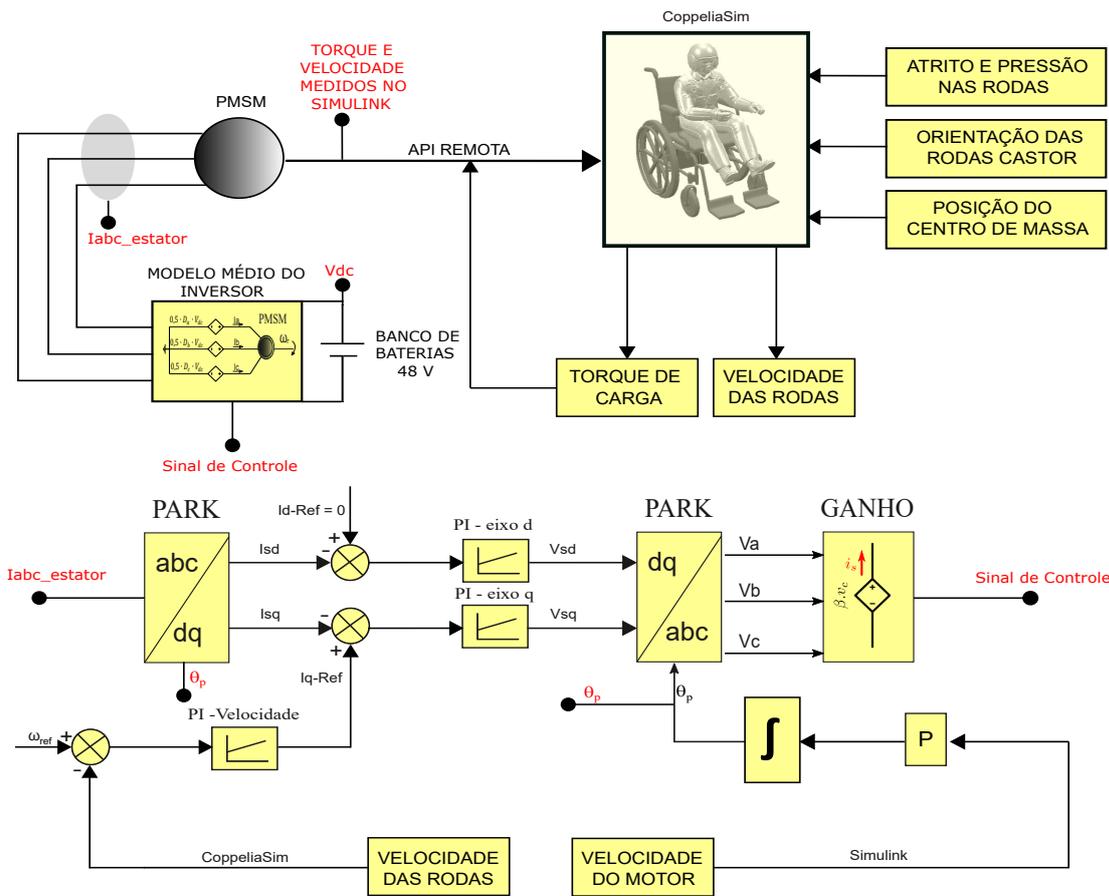
O *CoppeliaSim*[®] receberá as informações de torque e velocidade que devem ser transmitidas aos pneus para realizar um movimento. As características físicas do veículo, como massa, posição do centro de massa, rolamento e pressão das rodas, atrito entre os pneus e o solo, dentre outras, serão programadas de acordo com as condições de simulação analisadas. Assim, quando a cadeira de rodas começa a se mover, as velocidades angulares de cada roda motriz, bem como os torques de carga em cada pneu são medidos e transmitidos ao *Matlab/Simulink*[®] que irá processar essas informações para manter o ponto de ajuste de velocidade desejado.

Como os dois softwares possuem características específicas para a realização da simulação, as escalas de tempo entre os dois podem não ser equivalentes, assim, os dois simuladores operam em modo síncrono, o que significa que o *CoppeliaSim*[®] somente irá executar uma ação quando o *Matlab/Simulink*[®] enviar um sinal. Essa estratégia garante

que o tempo de ocorrência entre os fenômenos estudados, bem como a transmissão de informações entre softwares, ocorram de forma simultânea.

A Figura 4.1 mostra um diagrama geral do simulador proposto, bem como a interface de comunicação entre o *Matlab/Simulink*[®] e o *CoppeliaSim*[®]. Uma descrição detalhada de cada elemento da simulação pode ser encontrada no Apêndice A.

Figura 4.1 – Diagrama de integração entre os softwares *Matlab/Simulink*[®] e *CoppeliaSim*[®]



Fonte: autor

4.2 Acionamento elétrico no *Matlab/Simulink*[®]

4.2.1 Etapa de Potência

Para o sistema de acionamento elétrico do veículo, é usado um PMSM acoplado a uma redução mecânica de razão 1 : 32 em cada roda motriz. Para energizar cada motor, um banco de baterias de 48 V é utilizado na entrada do inversor trifásico.

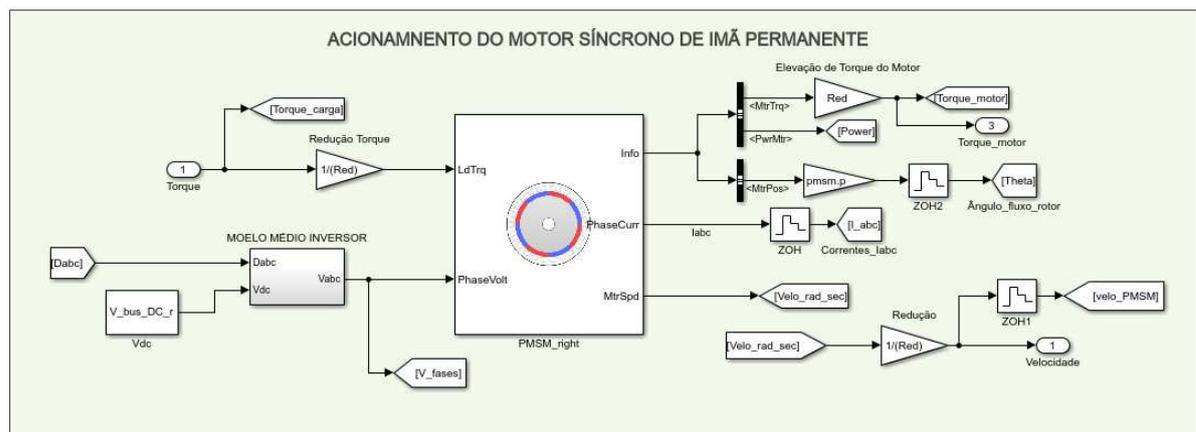
Para otimizar o tempo de simulação, foi dispensado o uso de blocos representativos de modelos chaveados de inversores no *Matlab/Simulink*[®]. Com isso, adotou-se o

modelo médio em que a tensão CA de entrada do PMSM é o produto das moduladoras senoidais trifásicas, com valores de pico limitados em 1 V, pela metade da tensão do banco de baterias $V_{dc} = 48$ V.

A simulação em blocos da etapa de potência pode ser vista na Figura 4.2, onde o bloco representativo do PMSM possui duas entradas e 3 saídas.

As entradas consistem das tensões trifásicas impostas aos enrolamentos da máquina e do torque de carga, que é imposto pelo ambiente. As saídas consistem de variáveis de medição, tais como velocidade de rotação do eixo e as correntes de fase. Outras grandezas também podem ser recuperadas, tais como: posição angular do eixo de rotação, potência elétrica envolvida no processo e uma medida do torque eletromagnético imposto pela máquina. O inversor é aproximado por um modelo médio conforme equação (3.8).

Figura 4.2 – Simulação em blocos do acionamento elétrico do PMSM



Fonte: autor

Conforme a Figura 4.2, para o correto funcionamento do bloco representativo do PMSM, fazem-se necessários dois sinais: o sinal externo, que é a perturbação ao modelo do motor, e o sinal de controle, que deve cumprir o objetivo de manter a rotação da máquina sempre no ponto de ajuste solicitado, conforme os projetos de controladores discutidos no Capítulo 3. Feita esta contextualização, pode-se então avaliar a etapa de simulação de controle do motor.

4.2.2 Etapa de controle

A etapa de controle consiste na implementação dos reguladores projetados no Capítulo 3. Para esta implementação, duas variáveis do sistema precisam ser mensuradas com a finalidade de se realizar uma realimentação, são elas: correntes e velocidade.

De acordo com as equações (3.11) e (3.12), os controladores projetados fornecerão sinais nos eixos de referência síncronos (eixo direto e eixo em quadratura). Sinais referidos à tais eixos não existem na prática, mas através da medição das variáveis trifásicas, a transformação de *Park* mostrada na equação (4.1) (BARBI, 1985) (KRAUSE *et al.*, 2013) pode ser aplicada, considerando-se X_{abc} como sendo qualquer variável trifásica no motor, X_d , X_q e X_0 são as componentes de eixo direto, de eixo em quadratura e de sequência zero, respectivamente, de tais grandezas trifásicas e θ_p é a posição espacial do fluxo rotórico.

$$\begin{bmatrix} X_d \\ X_q \\ X_0 \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos(\theta_p) & \cos(\theta_p - \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta_p - \frac{4\pi}{3}) \\ -\sin(\theta_p) & -\sin(\theta_p - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta_p - \frac{4\pi}{3}) \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_a \\ X_b \\ X_c \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

A matriz observada na equação (4.1) mostra um operador que realiza uma transformação invariante em amplitude (BIM, 2012), preservando a informação contida nas variáveis medidas para a realização do controle.

A transformação inversa será necessária, pois os controladores produzirão sinais de atuação referidos aos eixos de referência síncronos. Entretanto a atuação física no processo requer variáveis trifásicas. Desta forma, os sinais de controle deverão ser processados na matriz de transformação inversa de *Park*, dada pela equação (4.2) (MATHWORKS, 2021).

$$\begin{bmatrix} X_a \\ X_b \\ X_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_p) & -\sin(\theta_p) & 1 \\ \cos(\theta_p + \frac{4*\pi}{3}) & -\sin(\theta_p + \frac{4*\pi}{3}) & 1 \\ \cos(\theta_p + \frac{2*\pi}{3}) & -\sin(\theta_p + \frac{2*\pi}{3}) & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_d \\ X_q \\ X_0 \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

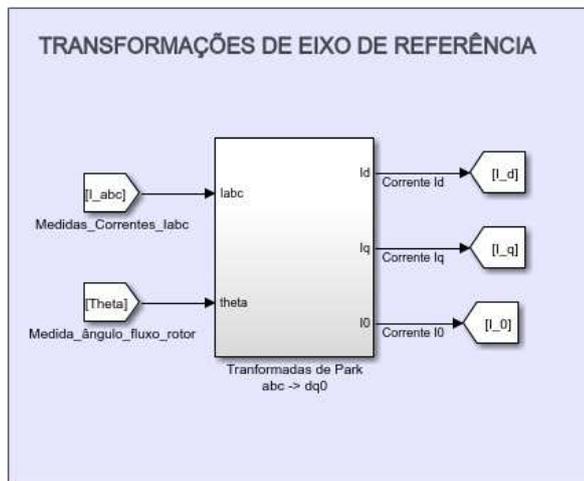
De posse das equações que definem as transformadas de eixo, inicialmente é construído o bloco que converte as correntes trifásicas para o referencial síncrono. Este bloco possui como entradas os valores instantâneos das correntes medidas, bem como o ângulo espacial do fluxo do rotor. Este ângulo pode ser medido, conhecendo-se a posição rotórica e o número de pares de polos da máquina, conforme equação (4.3) (CHAPMAN, 2013).

$$\theta_p = p \int \omega_r \quad (4.3)$$

A saída do bloco em questão consiste nas correntes de eixo direto e de eixo em quadratura que serão processadas pelos reguladores projetados no capítulo 3. Além disso, o bloco traz uma saída de corrente de sequência zero, que neste caso terá valor nulo,

pois o sistema trifásico do motor é equilibrado. A Figura 4.3 mostra a implementação do referido bloco.

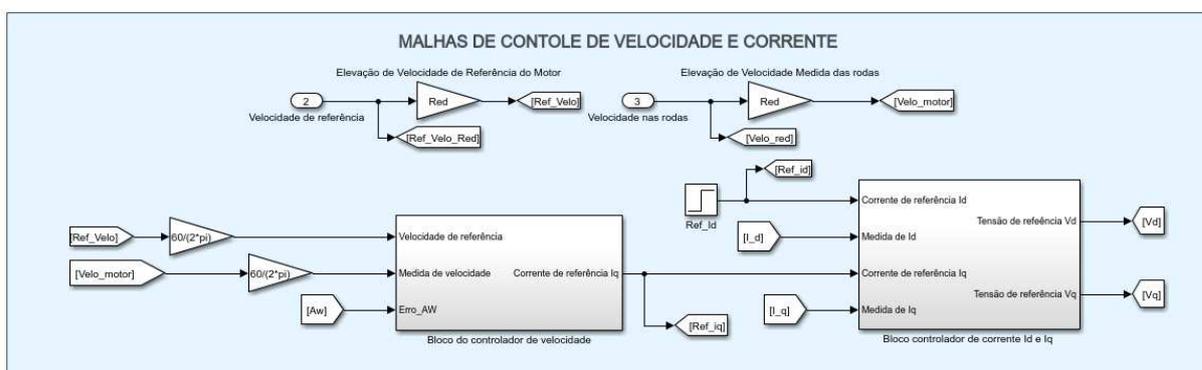
Figura 4.3 – Bloco de transformada direta de Park



Fonte: autor

As correntes convertidas ao sistema de referência síncrono serão realimentadas no controlador de corrente. Como já citado no Capítulo 3, a corrente de eixo direto será mantida em zero e a corrente de eixo em quadratura será controlada de acordo com a velocidade que se deseja. Dessa forma, a realimentação de velocidade produz um sinal de referência para o controlador de corrente de eixo em quadratura, conferindo uma estrutura de controle em cascata. A implementação desta estrutura de controle em blocos no *Matlab/Simulink*[®] é mostrada na Figura 4.4.

Figura 4.4 – Blocos de controle de corrente e velocidade



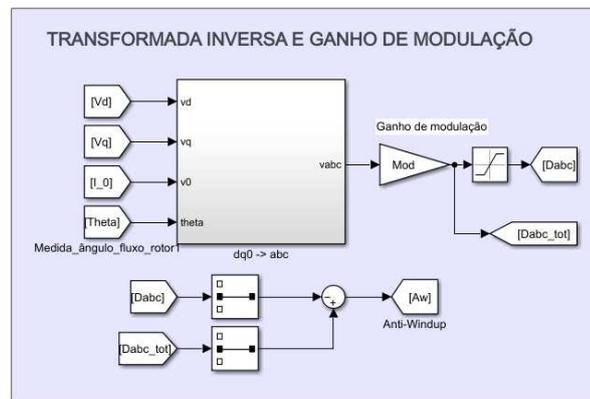
Fonte: autor

O bloco de controle de corrente possui quatro entradas, sendo duas de referência e duas de medição, já o bloco de controle de velocidade possui também uma entrada de referência e outra de medição, mas, além disso, possui uma entrada de *back - calculation* para o *anti-windup*.

As velocidades são medidas em radianos por segundo (rad/s), entretanto o controle foi projetado para receber uma realimentação em Rotações Por Minuto (RPM). Além disso, a medida de realimentação de velocidade deve ser multiplicada pela redução mecânica.

Após um *setpoint* de velocidade, o controlador de velocidade produzirá uma referência para o controlador de corrente que por sua vez irá gerar um sinal de atuação no inversor. Como o sinal produzido pelo controle encontra-se no sistema de referência síncrono, e para o acionamento físico necessita-se de moduladoras senoidais, implementa-se a transformada inversa de *Park* de acordo com a equação (4.2), cujo bloco é mostrado na Figura 4.5.

Figura 4.5 – Blocos de transformada inversa de corrente e velocidade *Park*



Fonte: autor

De acordo com a Figura 4.5, o bloco de transformada inversa possui quatro entradas, sendo as duas primeiras, as tensões em eixo direto e em eixo em quadratura geradas pelos controladores de corrente, a terceira entrada corresponde à uma tensão de sequência zero que para este caso é nula pois o sistema é equilibrado, e por fim necessita-se da entrada de posição espacial do fluxo rotórico para retornar ao sistema trifásico.

A saída deste bloco é um vetor com senoides trifásicas que serão as moduladoras para o inversor trifásico. Estes sinais passam por um saturador antes de chegarem efetivamente ao atuador elétrico. Este saturador limita o valor de pico do sinal de controle em 1 V.

Como comentado no Capítulo 3, em determinadas situações a saturação pode comprometer a resposta dinâmica do processo. Desta forma um regulador *anti - windup* compara os sinais de controle antes da saturação com o sinal efetivamente enviado ao atuador elétrico e gera uma compensação na ação de controle de velocidade. Como há três sinais de controle (senoides trifásicas), e estes devem garantir que o sistema seja equilibrado, basta que se observe os efeitos de saturação em apenas uma das fases.

4.3 Simulação mecânica no *CoppeliaSim*[®]

4.3.1 Visão geral do simulador *CoppeliaSim*[®]

Para a simulação mecânica dos componentes da cadeira de rodas semiautônoma, o *software CoppeliaSim*[®] foi escolhido, devido à sua facilidade de uso e montagem do experimento, bem como, por possuir uma interface de API remota que permite troca de informações com o *Matlab/Simulink*[®] (FABREGAS *et al.*, 2016).

A Plataforma de Experimentação *CoppeliaSim*[®] fornece um simulador de robô 3D que simula simultaneamente controle, atuação, sensoriamento e monitoramento. Sua abordagem distribuída e modular são ideais para cenários complexos em que uma diversidade de sensores e atuadores operam de forma assíncrona com várias características (FREESE *et al.*, 2010). Além disso, este *software* inclui diversos tipos de plataformas robóticas pré definidas tais como: robôs com rodas, quadricópteros, hexápodes, manipuladores, etc. Isto permite criar um ambiente de simulação adequado de fácil uso e controle do robô (AZAK; ERDOGAN, 2018).

Em uma simulação 3D no *CoppeliaSim*[®] é possível montar rapidamente as cenas de simulação, arrastando, soltando e ajustando formas primitivas, bem como objetos e cenários pré-definidos para formar uma hierarquia de cena (ZHANG; YANG, 2021). Além disso, este simulador está disponível gratuitamente para fins acadêmicos, oferecendo uma ampla funcionalidade, e pode ser facilmente integrado e combinado por meio de *scripts* embutidos, ou por meio de uma API remota baseada em interfaces de programação, tais como: *Lua*, *C/C++*, *Python*, *Java*, *MATLAB/Octave* e *Robot Operating System (ROS)* (TURSUNBEK; SHINTEMIROV, 2020) (FARIAS *et al.*, 2018)(OLIVARES-MENDEZ *et al.*, 2014).

O *CoppeliaSim*[®] também suporta diferentes bibliotecas de simulação mecânica, como ODE, *Bullet physics library*, *Vortex[®] Studio* e *Newton Dynamics*. Ele pode lidar com a cinemática inversa ou direta de qualquer tipo de mecanismo com visualização do espaço de trabalho, simulação de sensores diversos, cálculo de distância e detecção de colisão (TURSUNBEK; SHINTEMIROV, 2020).

Outra vantagem do uso deste *software* é que ele permite uma análise dinâmica do movimento de robôs, sejam eles móveis ou manipuladores. Assim, é possível avaliar a posição do centro de massa do componente, configurar atrito de contato entre superfícies, pressão e etc.

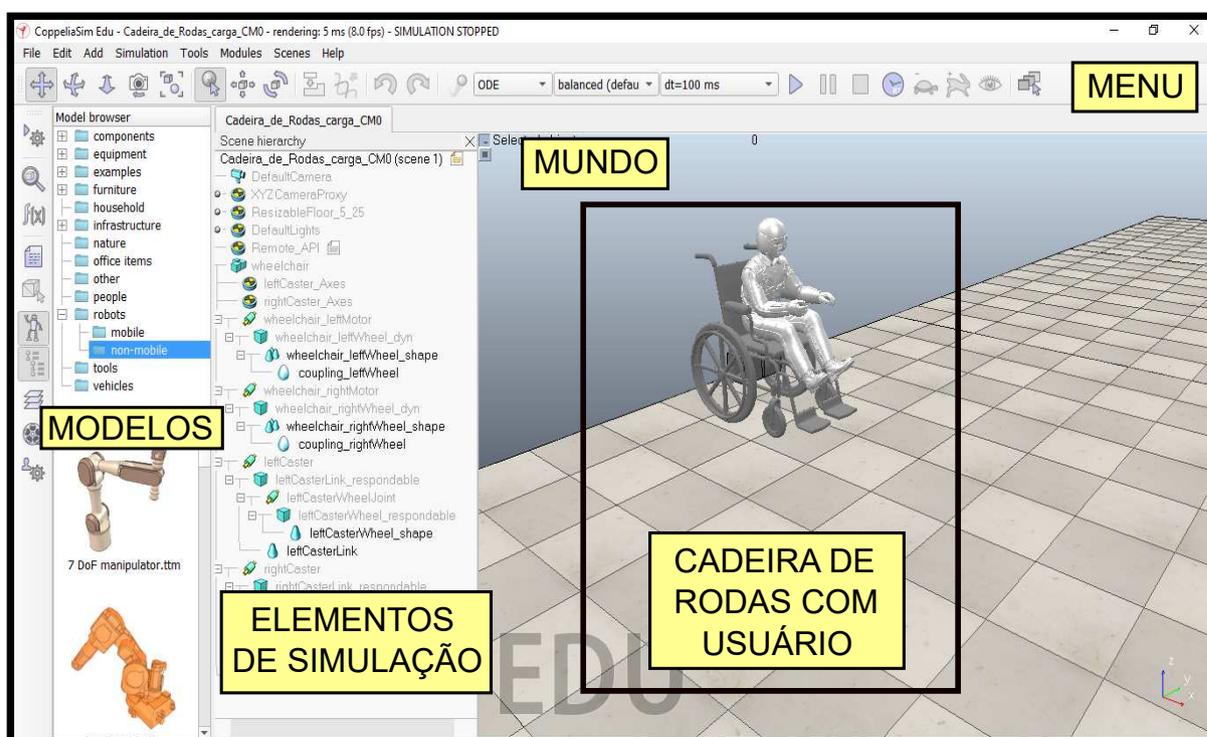
Além disso, durante o projeto de veículos autônomos para ambientes complexos, é importante estudar a viabilidade dos controladores e suas respostas geradas a distúrbios externos, antes de testá-la em condições reais. O *CoppeliaSim*[®] pode ser usado

para obter uma estimativa das interações dinâmicas de um sistema e estimar as suas possíveis falhas durante a navegação. Este *software* permite a avaliação não só do movimento gerado, mas também do torque exigido pelos atuadores e das forças de interação (COELHO *et al.*, 2021).

A Figura 4.6 mostra o ambiente de simulação do *CoppeliaSim*[®]. O espaço de locomoção do veículo a ser simulado será chamado de mundo. Neste espaço é possível observar um modelo 3D de um usuário sobre uma cadeira de rodas. Ao lado esquerdo, tem-se a hierarquia de cena, onde são montados os objetos utilizados na simulação. À esquerda da hierarquia de cena, tem-se o *model browser*, onde estão os modelos pré definidos do *software*, tais como: robôs móveis, manipuladores, objetos 3D para simulação de ambientes, tipos de solos e pisos, sensores, etc.

Por fim, tem-se a barra de *menu*, através da qual pode-se configurar alguns parâmetros de simulação, como passo de simulação, a biblioteca de simulação mecânica a ser utilizada, que para este trabalho é a ODE, além do controle de início e fim da simulação. A barra de menu também possui ícones para movimentar e rotacionar objetos dentro da cena, além de outras funcionalidades que podem ser encontradas no manual de uso do *CoppeliaSim*[®] (COPPELIA ROBOTICS, 2022).

Figura 4.6 – Visão geral do ambiente de simulação do *CoppeliaSim*[®]

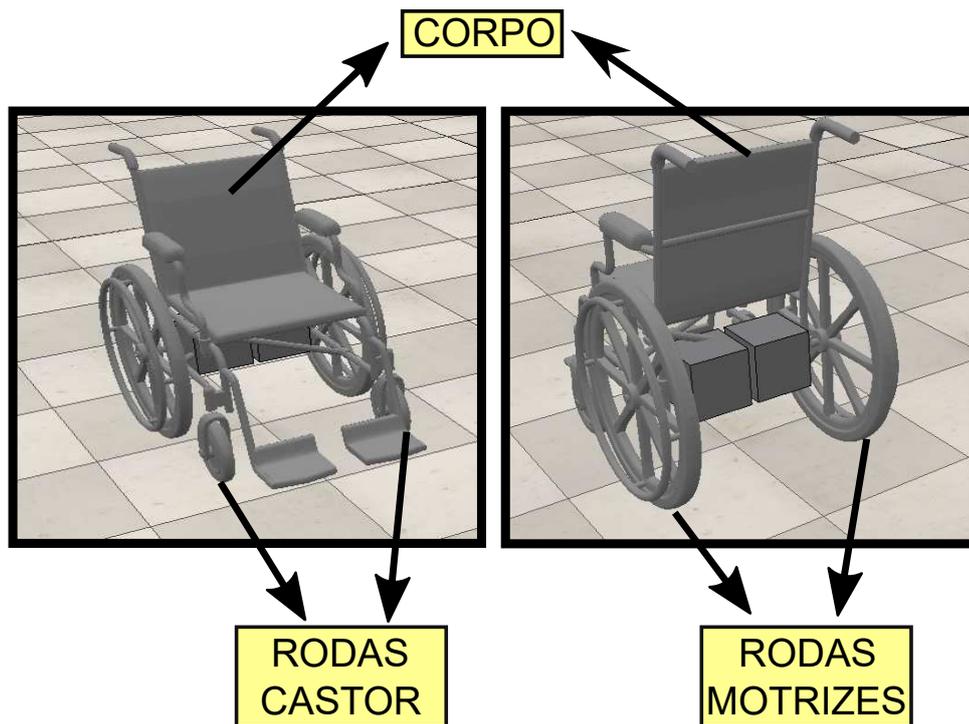


Fonte: autor

4.3.2 Estrutura mecânica da cadeira de rodas semiautônoma

Esta seção descreve a montagem da hierarquia de cena para o acoplamento dos blocos mecânicos que compõe a cadeira de rodas semiautônoma. O modelo mecânico montado considera cinco partes fundamentais que formam o veículo, são elas: o corpo da cadeira, as duas rodas traseiras (rodas motrizes) e as duas rodas dianteiras (rodas castor). A Figura 4.7 mostra a estrutura da cadeira no *CoppeliaSim*[®].

Figura 4.7 – Estrutura da cadeira de rodas



Fonte: autor

Para a conexão dos elementos mecânicos do veículo de maneira a formar uma única estrutura rígida, faz-se necessário conhecer os principais tipos de elementos de simulação do *CoppeliaSim*[®].

Os principais elementos em uma cena de simulação são seus objetos, tais como: *shapes*, que são as formas dos materiais rígidos, juntas ou articulações, sensores, câmeras, luzes, *dummies*, gráficos, caminhos (*paths*), dentre outros (ZAMFIRESCU; PASCAL, 2020) (COPPELIA ROBOTICS, 2022).

Para a montagem mecânica e sensorial do veículo estudado, os principais objetos de cena podem ser definidos conforme a seguir (ZAMFIRESCU; PASCAL, 2020):

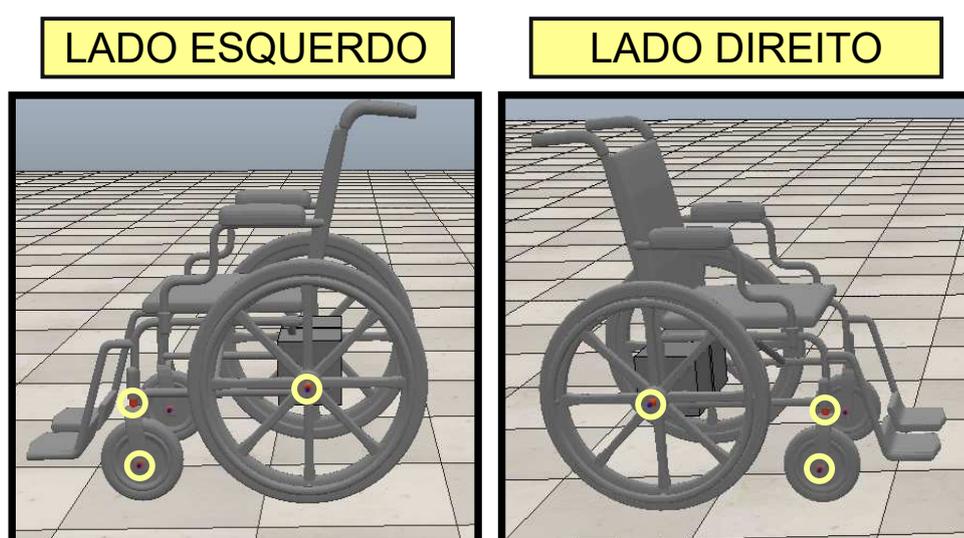
- **Shapes:** São objetos rígidos que podem ser classificados tanto por sua geometria: simples ou composto, puro, convexo ou aleatório, bem como por suas propriedades dinâmicas: estático ou não estático (móveis), podendo interagir ou não com outros

objetos e com a aceleração da gravidade, dependendo de uma habilitação prévia do usuário;

- **Juntas ou Articulações:** São objetos com pelo menos um grau de liberdade, que conectam *Shapes* entre si. Eles podem ser juntas de revolução, prismáticas ou esféricas, simulam a ação de parafusos, e também podem atuar como motores;
- **Dummies:** São pontos orientados na cena de simulação, e podem ser vistos como sistemas de referência;
- **Gráficos:** São objetos usados para visualizar e registrar dados de uma simulação.

Para a junção das cinco partes distintas da cadeira de rodas simulada, são utilizadas juntas para conectar os *Shapes*. As juntas que conectam as rodas motrizes ao corpo da cadeira possuem a função motor habilitada. Já as rodas castor são conectadas por duas juntas de revolução, lhes conferindo dois graus de liberdade, um em torno do eixo *Z* e outro grau de liberdade no sentido de rotação do pneu. As juntas que ligam as rodas castor ao corpo do veículo não possuem a função motor habilitada e portanto só sofrem algum tipo de movimento se forem empurradas pelo corpo do veículo. A Figura 4.8 mostra os principais pontos de conexão entre as rodas traseiras e dianteiras com o corpo do veículo.

Figura 4.8 – Pontos de conexão por juntas de revolução



Fonte: autor

Avaliados os pontos de conexão, pode-se observar a hierarquia de cena que mostra a interdependência entre os objetos. Cada *shape* com função dinâmica habilitada só pode possuir uma dependência de outro *shape*, também com função dinâmica habilitada, se entre eles estiver uma junta de conexão, ativa (com função de motor habilitada),

ou passiva (sem a função de motor habilitada). A única forma de dois *shapes* estarem conectados entre si sem que haja a presença de uma junta é quando um dos *shapes* não possui função dinâmica na cena, ou seja, tem esta função desabilitada. A Figura 4.9 mostra como os elementos de simulação estão conectados hierarquicamente.

Figura 4.9 – Hierarquia entre os objetos de cena



Fonte: autor

De acordo com a Figura 4.9, quatro juntas principais interligam as rodas ao corpo da cadeira. As juntas ativas (função motor habilitada) *wheelchair_rightMotor* e *wheelchair_leftMotor* funcionam como os motores PMSM, cujo acionamento já foi discutido na Seção 4.2. Estas juntas interligam os *shapes* *wheelchair_rightWheel_dyn* e *wheelchair_leftWheel_dyn* ao corpo da cadeira, e estes *shapes* estão habilitados dinamicamente, pois possuem as propriedades físicas das rodas motrizes. Os *shapes* *wheelchair_rightWheel_shape* e *wheelchair_leftWheel_shape*, bem como os acoplamentos *coupling_rightWheel* e *coupling_leftWheel* não possuem propriedades físicas habilitadas pois estão presentes apenas para efeitos visuais da simulação. Com isso, estes *shapes* podem estar conectados ao *shape* das rodas motrizes e não irão contribuir para os efeitos dinâmicos observados na simulação.

Para a conexão das rodas castor ao corpo do veículo, faz-se necessário observar que estas possuem dois graus de liberdade em sua movimentação e portanto necessitarão de duas juntas passivas (pois não possuem a função motor habilitada) de interligação. As juntas *rightCaster* e *leftCaster* realizam a função de rotação em torno do eixo *Z* e conectam o corpo do veículo com os *shapes* *rightCasterLink_respondable* e *leftCasterLink_respondable*, respectivamente, que encontram-se com função dinâmica habilitada e possuem as propriedades físicas de rotação em torno do eixo *Z*. Os *shapes* *rightCasterLink*

e *leftCasterLink* não possuem função dinâmica habilitada e por isso estão diretamente interligados aos *shapes* da dinâmica de rotação das rodas castor em torno do eixo Z.

O movimento das rodas castor no sentido de rotação das rodas motrizes ocorre pois as juntas *rightCasterWheelJoint* e *leftCasterWheelJoint* conectam tais rodas aos *shapes* de ação dinâmica *rightCasterLink_respondable* e *leftCasterLink_respondable*, respectivamente. Por fim, cada roda castor possui um *shape*, habilitado dinamicamente, responsável por garantir suas propriedades físicas, são eles: *rightCasterWheel_respondable* e *leftCasterWheel_respondable*. Além disso, tais rodas também possuem um *shape*, desabilitado dinamicamente, responsável pelo efeito visual do formato de tais rodas, são eles: *rightCasterWheel_shape* e *leftCasterWheel_shape*.

Incorporado ao *shape* principal do corpo da cadeira de rodas simulada acoplou-se outro *shape*, desabilitado dinamicamente, para fornecer o efeito visual do formato de uma cadeira de rodas convencional com um usuário sobre a mesma.

Três outros elementos de simulação estão conectados hierarquicamente ao corpo da cadeira de rodas, são eles: *Graph*, *rightCaster_Axes* e *leftCaster_Axes*. Estes objetos não possuem função dinâmica na simulação, pois o primeiro é um objeto do tipo gráfico e os outros dois são objetos do tipo *dummies*. Entretanto, eles servem como sistema de referência para a realização de medições de posição da cadeira de rodas simulada e de seus elementos, e serão discutidos mais adiante.

4.3.3 Propriedades físicas dos elementos da cadeira de rodas semiautônoma

4.3.3.1 Propriedades de contato entre materiais

Os *shapes* representam, no ambiente de simulação do *CoppeliaSim*[®], as diversas formas que existem na realidade com suas propriedades mecânicas. No caso da simulação, as interações entre *shapes* se dão através de duas formas de contato. A primeira já foi mencionada na Seção 4.3.2 e trata de dois *shapes* interligados por meio de uma junta, articulação ou parafuso. Neste tipo de contato, um objeto de cena está preso à outro por meio de uma força de vínculo. A segunda forma de contato ocorre quando dois objetos colidem, ou no contato por atrito. Neste caso, os objetos não estão sujeitos à ação de forças de vínculo, mas de outros tipos de forças que modelam contatos entre *shapes*, tais como forças de atrito, força elástica, etc.

Como o interesse da simulação mecânica desenvolvida neste trabalho é estudar efeitos dinâmicos na trajetória de uma cadeira de rodas semiautônoma, busca-se, então, uma modelagem mais próxima do real das interações de contato entre os objetos de cena. Dessa maneira, a biblioteca de simulação física *Open Dynamics Engine* (ODE) foi escolhida para representar as forças de contato entre *shapes*, pois ela apresenta o conjunto

de parâmetros de manipulação necessários para emular as situações de deslocamento da cadeira de rodas que se desejam estudar neste trabalho.

Open Dynamics Engine (ODE) é uma biblioteca de código aberto e de alto desempenho para simular a dinâmica de corpos rígidos. Ela é completa, estável, madura e independente, além disso é de fácil uso por meio de API's C e C++. Possui tipos avançados de juntas e detecção de colisão integrada com fricção. Esta biblioteca é útil para simular veículos e objetos em ambientes de realidade virtual. Atualmente é usado em muitos jogos de computador, ferramentas 3D e ferramentas de simulação (SMITH, 2022).

Assim, a biblioteca ODE torna-se uma opção adequada para os objetivos finais deste trabalho, uma vez que possui licença livre e suas funcionalidades são suficientes para configurar os objetos de cena da simulação no *CoppeliaSim*[®].

Cada objeto de cena no *CoppeliaSim*[®] possui uma janela de configuração de propriedades do material. Cada biblioteca de simulação mecânica possui parâmetros a serem configurados de acordo com o método de resolução do sistema físico envolvido na simulação. A Figura 4.10 mostra as propriedades físicas que podem ser manipuladas durante uma simulação, utilizando-se a biblioteca ODE.

Figura 4.10 – Propriedades dos materiais na biblioteca ODE



ODE properties	
Friction	1.0000e+00
Maximum contacts	64
Soft ERP	2.0000e-01
Soft CFM	0.0000e+00
Linear damping	3.0000e-01
Angular damping	0.0000e+00

Fonte: autor

Da análise da Figura 4.10 é possível ver que diversas propriedades de contato podem ser manipuladas utilizando uma simulação dinâmica na biblioteca ODE, tais como: atritos de contato, número de pontos de contato com o piso, pressão da roda no piso, amortecimento linear e amortecimento angular, mais informações acerca destas propriedades podem ser encontradas em (ROBOTICS, 2022b),(SMITH, 2004) e em (OPEN..., 2019).

Para a simulação mecânica realizada neste trabalho, as propriedades manipuladas para gerar efeitos dinâmicos de desvio de trajetória foram essencialmente os coeficientes de atrito e amortecimento linear de movimento das rodas traseiras e dianteiras e resistência ao giro nos *links* de rotação das rodas castor.

4.3.3.2 Propriedades dinâmicas das juntas

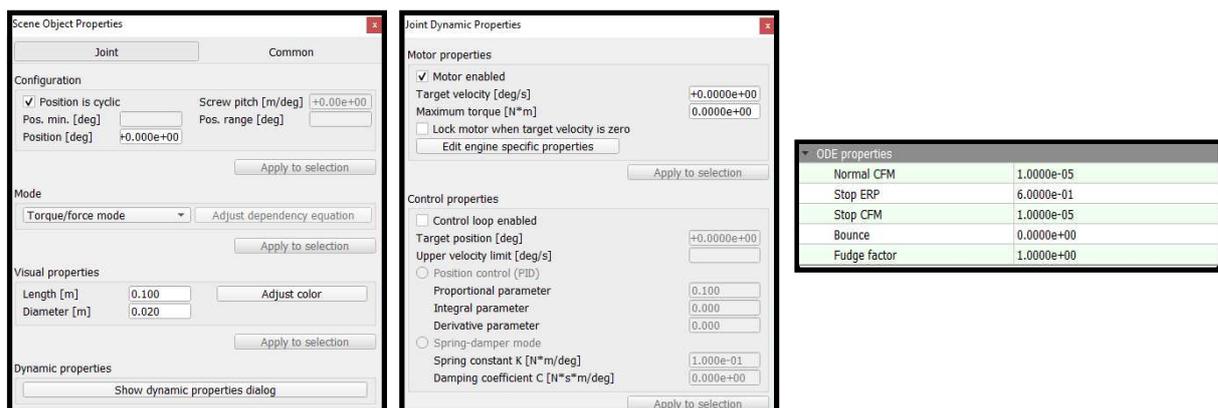
Na simulação dinâmica no *CoppeliaSim*[®] também é possível configurar propriedades de contato entre as juntas e os *shapes*, tais como atrito viscoso, restituição mecânica, dentre outros, mais informações podem ser encontradas em (OPEN... , 2019), (SMITH, 2004) e (ROBOTICS, 2022a). Além disso, como já citado, as juntas podem operar como motor, onde é necessário repassar ao simulador uma informação de torque e velocidade para que a junta gire, e como um elemento passivo, que será movimentado devido a um estímulo externo.

Na operação da junta como motor, vale destacar dois outros modos importantes: o *Control Loop*, onde um controlador interno regula a velocidade e com isso a junta recebe apenas um estímulo de torque para se movimentar e o *Spring-damper mode*, onde é possível configurar um momento de inércia e um amortecimento de rotação da junta.

As juntas podem ser configuradas geometricamente conforme se deseje na simulação. Este tipo de configuração é importante tanto para a disposição dos objetos de cena quanto para a própria dinâmica de movimentação dos *shapes* habilitados dinamicamente. Com isso, diâmetro, largura e posição inicial podem ser pré-definidas conforme a simulação que se deseja realizar.

A Figura 4.11 mostra um resumo das janelas de configuração das propriedades geométricas, dinâmicas e de configuração de operação das juntas.

Figura 4.11 – Propriedades dinâmicas das juntas



Fonte: autor

Nas simulações que se seguem deste trabalho, as juntas que são ativas e operam como motor são todas configuradas no modo de força e torque, de modo que para gerar movimento é preciso que ela receba uma informação de torque e velocidade final para se movimentar.

4.3.3.3 Propriedades geométricas dos materiais

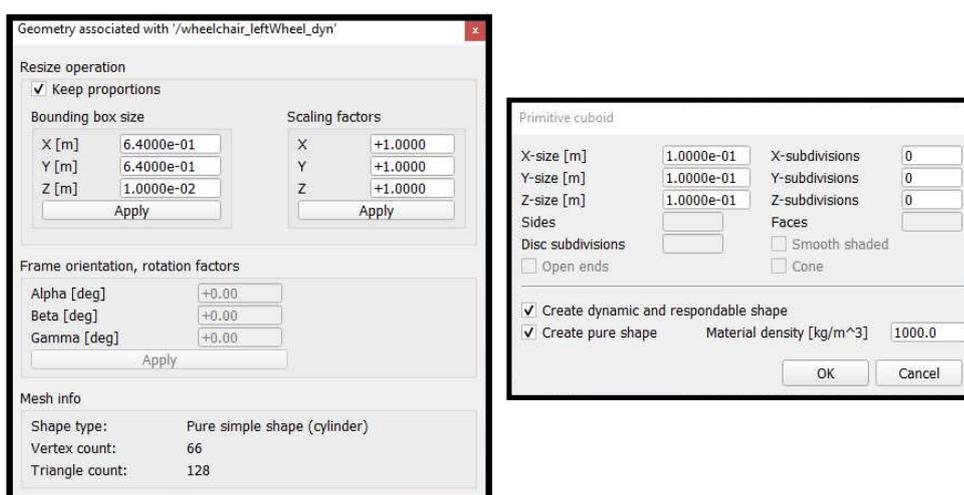
Para a correta configuração dos *shapes* no *CoppeliaSim*[®], faz-se necessário definir propriedades geométricas para os materiais que serão utilizados na construção do ambiente de simulação, bem como do veículo em questão.

Estas características garantem simetria e condições físicas de operação do sistema, como por exemplo, a distribuição simétrica das formas geométricas impacta no equilíbrio da cadeira de rodas quando ela encontra-se em movimento, ou o raio das rodas traseiras e dianteiras que impactam no esforço que o motor deve realizar para o deslocamento bem como a área de contato entre as rodas e o piso que também influencia na operação do veículo. Dessa forma, quando se acrescenta algum *shape* ao veículo, este deve ter suas propriedades geométricas cuidadosamente selecionadas para atingir os objetivos de simulação.

O *CoppeliaSim*[®] trás diversos tipos de formas pré definidas chamadas também de *primitive shapes*, tais como: plano, disco, cubo, esfera e cilindro. Outras informações sobre como são configuradas as formas geométricas simples no *CoppeliaSim*[®] podem ser encontradas em (ROBOTICS, 2022c).

A Figura 4.12 mostra as janelas de configurações das propriedades geométricas dos *shapes*. Através destas janelas é possível configurar desde características básicas, tais como: altura, comprimento e largura, até parâmetros físicos mais complexos, como a densidade do objeto.

Figura 4.12 – Propriedades geométricas dos *shapes*



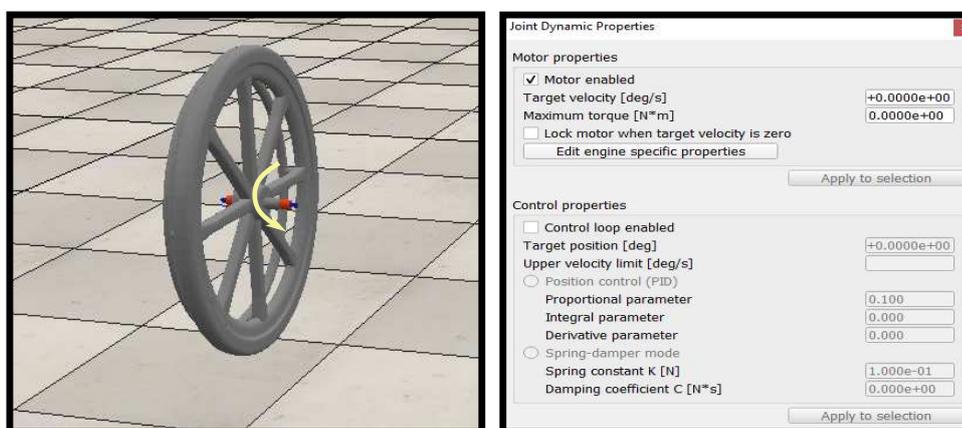
Fonte: autor

4.3.3.4 Propriedades dinâmicas das rodas motrizes

As duas rodas traseiras são as rodas motrizes do veículo pois nelas estão acoplados os motores PMSM que irão gerar movimento. Como a cadeira de rodas semiautônoma é um veículo de acionamento diferencial, há um motor independente em cada roda. Cada roda motriz é acoplada ao corpo do veículo por meio de uma junta, cuja a função motor é habilitada, e possui apenas um grau de liberdade de rotação. Para gerar movimento de rotação no eixo é preciso que a etapa de controle, feita no *Matlab/Simulink*[®] e descrita na Seção 4.2, envie para o *CoppeliaSim*[®] um sinal de torque e velocidade angular.

A Figura 4.13 mostra o grau de liberdade da roda motriz, bem como a configuração dinâmica de sua junta de ligação com o corpo do veículo.

Figura 4.13 – Roda motriz



Fonte: autor

4.3.3.5 Propriedades dinâmicas das rodas castor

As duas rodas dianteiras, são as chamadas rodas castor. Estas rodas são livres, ou seja, não são tracionadas. Elas possuem dois graus de liberdade, um deles no mesmo sentido de rotação das rodas motrizes e outro em torno do eixo Z . Isso permite que elas adéquem o sentido de movimento do corpo do veículo quando este está realizando uma curva, por exemplo.

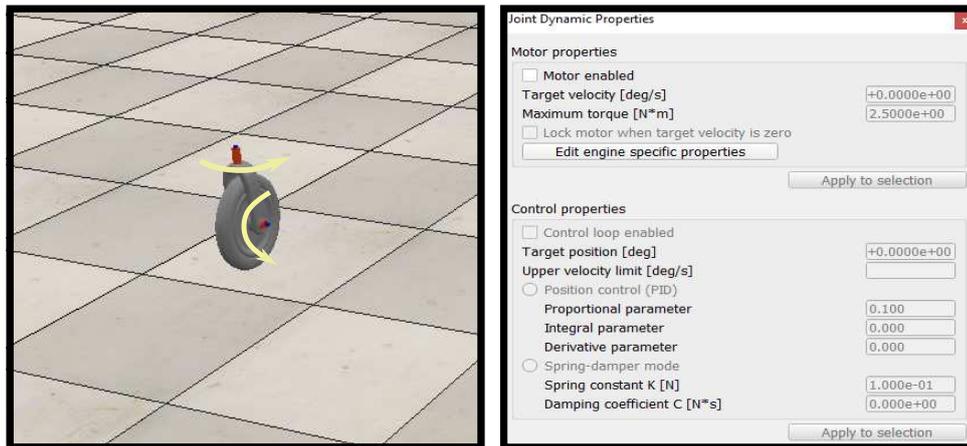
Para gerar os graus de liberdade necessários para a construção mecânica da roda castor, são necessárias duas juntas, dispostas conforme Figura 4.14. Estas juntas não possuem a função motor habilitada, e portanto, para sofrerem uma rotação é necessário que o corpo da cadeira entre em movimento, empurrando-as.

A dinâmica das rodas castor é bastante complexa, se comparada à das rodas motrizes. O grau de liberdade adicionado a estas rodas é vantajoso para adequar a rotação do veículo, no entanto pode se tornar um problema pois insere um efeito dinâmico de atrito

em dois eixos de referência, devido a presença de duas componentes de velocidade em sua composição.

A Figura 4.14 mostra os graus de liberdade da roda castor, bem como a configuração dinâmica de suas juntas de ligação com o corpo do veículo.

Figura 4.14 – Roda castor

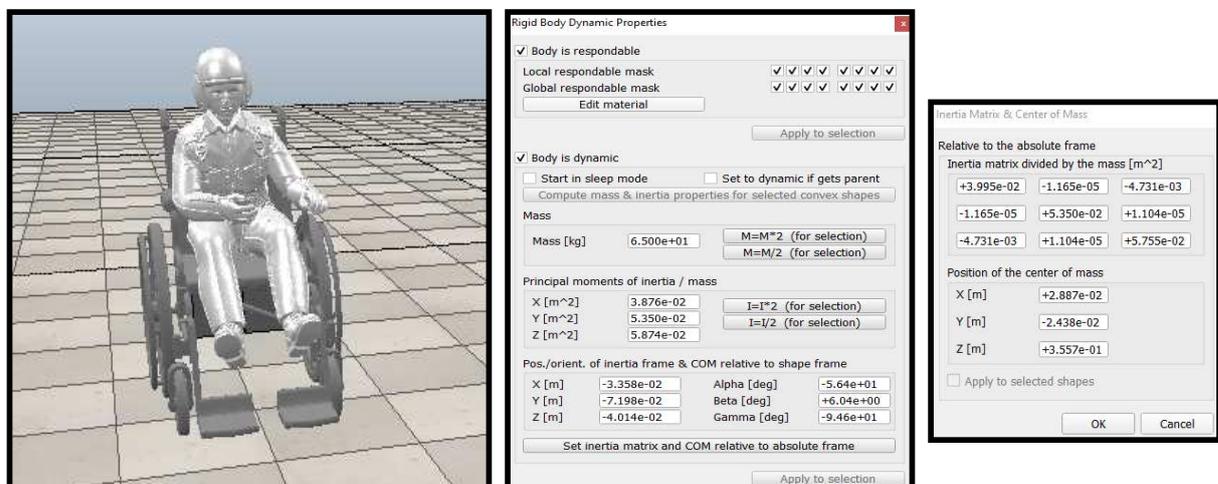


Fonte: autor

4.3.3.6 Propriedades dinâmicas do veículo

Após o encaixe de todas as peças que compõe o veículo, para que este responda dinamicamente, é necessário configurar as propriedades de inércia do conjunto, são elas: posição espacial do centro de massa, massa do conjunto e momentos de inércia em relação à cada eixo de referência. A Figura 4.15 mostra a janela de configuração dessas propriedades para cada *shape* que compõe a cadeira de rodas semiautônoma.

Figura 4.15 – Propriedades dinâmicas do conjunto



Fonte: autor

Cada objeto conectado ao corpo do veículo que esteja habilitado dinamicamente deve obrigatoriamente possuir uma massa e um momento de inércia em relação aos eixos de rotação em torno de seu centro de massa. Estas características são selecionadas de acordo com as condições de um veículo real.

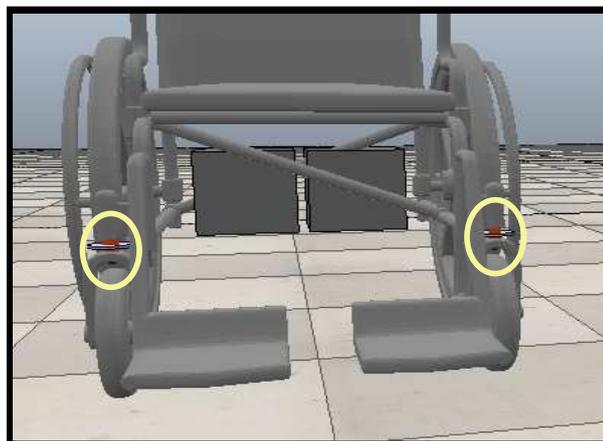
As juntas de ligação dos elementos da cadeira de rodas semiautônoma foram configuradas para não contribuírem nem com massa nem com momento de inércia. Desse modo, essas características dinâmicas dos pontos de ligação devem ser incorporadas em objetos próximos, como por exemplo a inércia de eixo dos motores que é incorporada no *shape* da roda motriz, ou a inércia de rotação (no sentido da rotação das rodas motrizes) de eixo das rodas dianteiras que é incorporada no *shape* de tais rodas.

Alternativamente à esta solução, pode-se criar objetos do tipo *shape* nos pontos de conexão que sirvam apenas para emular propriedades físicas que não estão presentes na configuração das juntas.

Esta última situação, ocorre por exemplo na construção física dos *links* das rodas castor. A junta responsável por realizar a conexão da roda castor com o corpo do veículo (junta de rotação em torno do eixo Z) não possui propriedades físicas habilitadas. Dessa forma, um objeto do tipo *shape* foi colocado no ponto de conexão entre a roda castor e o corpo do veículo, conforme Figura 4.16, e assim, modificando-se as propriedades deste objeto, modificam-se as propriedades deste *link*.

Estas propriedades estão relacionadas com a capacidade do link de realizar um giro durante o movimento do veículo, produzindo um torque capaz de superar os atritos de contato presentes na montagem mecânica do *link*, as forças de inércia decorrentes das massas e momentos de inércia do conjunto *link* e roda castor, além das forças de atrito impostas pelo ambiente no ponto de contato entre a roda e o terreno pelo qual o veículo está se movimentando.

Figura 4.16 – Conexão mecânica entre a roda castor e o corpo do veículo



Fonte: autor

Com isso, as características físicas dos graus de liberdade presentes nas conexões de cada parte do veículo ficam devidamente configuradas, e assim, pode-se verificar como as propriedades dinâmicas de cada um destes pontos de conexão interferem na dinâmica de movimentação do veículo como um todo.

Feita uma análise dos pontos de conexão entre as peças que compõe a cadeira de rodas, pode-se voltar as atenções agora para as propriedades físicas do conjunto, são elas as propriedades de inércia do sistema (massas e momentos de inércia).

A massa total do veículo é, logicamente, a soma das massas de cada elemento conectado à cadeira de rodas por meio de juntas ou não, incluindo o modelo 3D do usuário apoiado sobre o veículo.

Os diferentes momentos de inércia de cada elemento podem se dar de acordo com as rotações nos 3 principais eixos de referência em torno de cada posição de centro de massa (matriz de inércia diagonal), bem como em qualquer direção de rotação composta (matriz de inércia não diagonal). No entanto, para o caso deste trabalho somente interessam as inércias de rotação das rodas traseiras e dianteiras, as inércias de rotação dos *links* das rodas castor e a inércia total de rotação do veículo em torno do eixo Z .

Vale ressaltar que considerar apenas a inércia do veículo em torno do eixo Z pressupõe que este se movimenta apenas em uma região plana. De fato, em grande parte dos resultados apresentados mais adiante esta condição é satisfeita. Entretanto, se forem realizados ensaios de movimento em rampas de inclinações variadas, é importante destacar que componentes de inércias em outras direções de rotação podem contribuir para efeitos dinâmicos observados no veículo.

O momento de inércia total do veículo, diferentemente do caso da massa total, não pode ser dado pela soma dos momentos de inércia individuais de cada parte do conjunto, pois cada um desses momentos de inércia são dados em relação ao centro de massa individual de cada elemento. Dessa forma, para se chegar ao momento de inércia total do veículo, deve-se recorrer ao teorema dos eixos paralelos (HALLIDAY *et al.*, 1996).

Para as simulações realizadas neste trabalho, consideram-se, como já citado, 5 grandes blocos, cujas características dinâmicas de massa e momento de inércia devem ser devidamente ajustadas, são eles: as duas rodas motrizes, as duas rodas castor e o corpo do veículo com usuário.

Vale ressaltar que a massa do usuário não é, a priori, conhecida, visto que este pode ter diferentes massas, dependendo da característica física da pessoa que utilizará o veículo. No entanto, para as simulação realizadas neste trabalho, considera-se que o usuário trata-se de uma pessoa de aproximadamente 80 kg.

A Tabela 4.1 mostra os parâmetros de massa de cada um dos blocos da cadeira de rodas. Como as rodas são simétricas, os parâmetros para ambas (de cada tipo motriz ou castor) são iguais. Além disso, para a massa das rodas castor, considera-se a soma entre a massa do *link* de interconexão da roda com o eixo giratório vertical e a massa da roda propriamente dita.

Tabela 4.1 – Parâmetros de massa de cada um dos blocos da cadeira de rodas

Bloco da cadeira de rodas	Massa (kg)
Corpo do veículo + usuário	145
Rodas motrizes	28
Rodas castor	3.667

Fonte: Autor

A Tabela 4.2 mostra as informações de momento de inércia para cada um dos blocos do veículo. Vale ressaltar que o *CoppeliaSim*[®] traz como parâmetro de ajuste uma grandeza que trata-se da inércia dividida pela massa do objeto. Dessa maneira, para se chegar ao momento de inércia propriamente dito precisa-se multiplicar esta grandeza pela massa do respectivo objeto. Além disso, não se pode somar as inércias da roda castor e de seu *link*, visto que eles não possuem eixos de rotação coincidentes. Para se chegar a um momento de inércia comum ao conjunto, deve-se recorrer ao teorema dos eixos paralelos (HALLIDAY *et al.*, 1996).

Tabela 4.2 – Parâmetros de inércia de cada um dos blocos da cadeira de rodas

Bloco da cadeira de rodas	Inércia X kg·m ²	Inércia Y kg·m ²	Inércia Z kg·m ²
Corpo do veículo + usuário	10,7271	12,2307	6,8687
Rodas motrizes	0,1217	36,4560	0,6084
Rodas castor	5,5561 · 10 ⁻⁴	5,5561 · 10 ⁻⁴	0,0017
<i>Link</i> das rodas castor	4,3460 · 10 ⁻⁴	4,3460 · 10 ⁻⁴	0,1649

Fonte: Autor

4.3.4 Sensoriamento da cadeira de rodas semiautônoma

Para que se possa realizar uma análise dinâmica do comportamento do veículo quando este se encontra em movimento, faz-se necessário realizar medições das principais variáveis do sistema. As principais variáveis a serem mensuradas durante uma simulação de movimento do veículo são listadas a seguir:

- Leitura de torque nas juntas que ligam o corpo da cadeira às rodas motrizes;
- Leitura das velocidades lineares e angulares das rodas motrizes e das rodas castor;

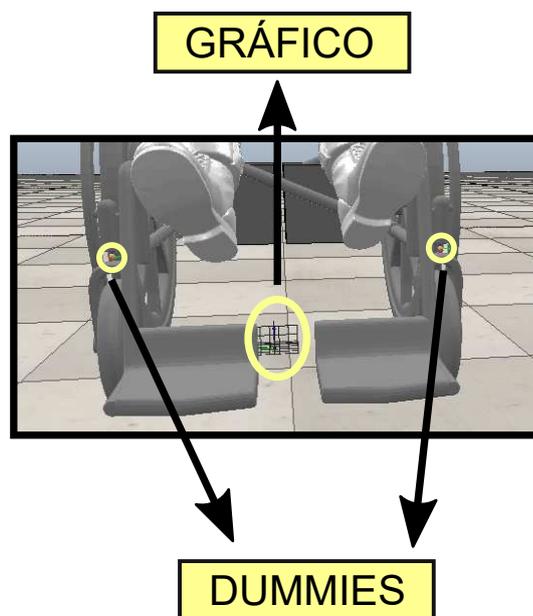
- Leitura da posição e orientação do veículo em relação ao referencial inercial;
- Leitura das velocidades lineares e angulares do veículo;
- Leitura das orientações das rodas castor em torno do eixo Z .

Cada objeto utilizado para a montagem da cadeira de rodas permite uma leitura por meio da chamada de uma função fornecida pelo *CoppeliaSim*[®] das suas velocidades lineares e angulares, bem como de suas posições lineares e angulares em relação ao referencial inercial.

A leitura de forças ou torques somente é possível através de uma junta ou de um *force sensor* conectado a esta junta. Forças sem a presença de juntas são bastante difíceis de serem mensuradas, o que pode dificultar o entendimento de forças de atrito que agem sobre as rodas de um veículo, por exemplo.

Um inconveniente que pode surgir quando se deseja obter as posições lineares e angulares dos objetos de cena é em relação a qual referencial esta posição é dada. Para isso, o *CoppeliaSim*[®] solucionou esta questão permitindo que se utilize de objetos de cena do tipo *dummies* e gráficos que podem ser posicionados em qualquer parte do mundo, e assim, através de uma entrada nas funções de chamada do simulador, pode-se recuperar as posições desejadas em relação a qualquer referencial que se queira.

Figura 4.17 – Referenciais para medição de posições angulares e lineares



Fonte: autor

De acordo com a Figura 4.17, três objetos de cena (um gráfico e dois *dummies*) são utilizados para representarem referenciais específicos, pelos os quais se desejam realizar alguma medição.

É possível observar que os *dummies* encontram-se alinhados com o eixo vertical referenciado na posição central das rodas castor. Isto é na verdade um sensoramento do ângulo de rotação em torno do eixo Z referente à cada roda livre. Toda vez que a roda castor sofre uma rotação nesta direção, a posição angular da mesma será recuperada com relação à posição do *dummies*, com isso, sempre se consegue medir a orientação das rodas dianteiras.

Além disso, também tem-se um objeto do tipo gráfico posicionado no nível do piso e alinhado com o centro geométrico do veículo. Logo, com esse objeto é sempre possível obter a posição, bem como a trajetória do veículo, tomando-se sempre como referência a sua posição inicial ao início da simulação.

4.4 API remota

Após uma descrição detalhada das simulações elétricas e mecânicas para uma cadeira de rodas semiautônoma, faz-se necessário uma breve explanação acerca de como é feita a integração entre o *CoppeliaSim*[®] e o *Matlab/Simulink*[®].

A troca de informações entre os dois *softwares* é feita por meio de uma API remota que permite que um ou vários aplicativos externos interajam com *CoppeliaSim*[®] em forma síncrona ou assíncrona. Sincronização significa que cada passo de simulação é executado de forma síncrona com o aplicativo de API remota, ou seja, o *CoppeliaSim*[®] aguarda o sinal de disparo do cliente para iniciar a próxima etapa de simulação. Durante a simulação conjunta entre os *softwares*, o *Matlab/Simulink*[®] funciona como o lado do cliente, enquanto que o *CoppeliaSim*[®] é o lado do servidor (HUANG *et al.*, 2019).

Para utilizar a funcionalidade da API remota para aplicativos cliente, alguns arquivos são necessários e podem ser localizados na pasta de instalação do *CoppeliaSim*[®]. Estes arquivos devem ser redirecionados para o diretório em que se está trabalhando no *Matlab/Simulink*[®]. Os elementos necessários para a correta operação da API remota variam de acordo com o aplicativo cliente e o sistema operacional utilizado. Para o caso do *Matlab/Simulink*[®] integrado na plataforma *Windows*[®], os arquivos requeridos são *remoteApiProto.m*, *remApi.m* e *remoteApi.dll* (LI *et al.*, 2019).

As funções da API remota que podem ser chamadas no *Matlab/Simulink*[®] são inúmeras. Além disso, ainda há uma função versátil (*simxCallScriptFunction*) que pode, a partir do aplicativo cliente, chamar *scripts* programados diretamente na interface do *CoppeliaSim*[®], o que amplia as funcionalidades do cliente durante a execução da simulação. Diferente das funções normais da API em *scripts* filhos programados diretamente no *CoppeliaSim*[®], as funções de API remota devem começar o prefixo "sim.simx" e precisam

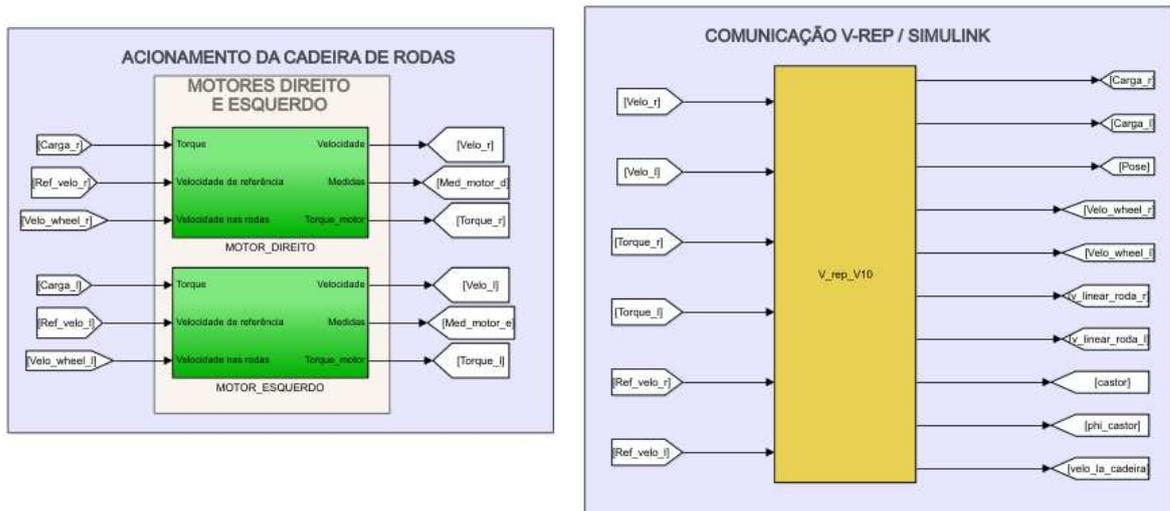
especificar o modo de operação quando são chamados no lado do cliente (LI *et al.*, 2019).

Os modos de operação são diversos e podem ser consultados no manual de utilização do *CoppeliaSim*[®] (COPPELIA ROBOTICS, 2022). Além disso, pode-se consultar uma lista das funções de API remota em (ROBOTICS, 2022d) e verificar que há uma descrição da operação de cada função, a forma como se deve utilizá-la e a sugestão de qual modo de operação é o mais indicado para tal função.

A integração entre os dois *softwares* é necessária para que se possa ter uma maior capacidade de controle sobre as variáveis elétricas e mecânicas do veículo. Uma ideia semelhante à que é desenvolvida neste trabalho pode ser encontrada em (AHMADLOU *et al.*, 2021), onde a etapa de controle é realizada no *Matlab/Simulink*[®], que recebe as realimentações do sistema, e a operação física ocorre no *CoppeliaSim*[®], que recebe os comandos através da API remota.

Os blocos de interface entre os dois softwares montados no *Matlab/Simulink*[®] são mostrados na Figura 4.18.

Figura 4.18 – Blocos de comando da simulação



Fonte: autor

Na Figura 4.18 é possível observar 3 grandes blocos desenvolvidos em *Matlab/Simulink*[®]. Os blocos de acionamento e *drivers* dos PMSM's contêm todas as estruturas montadas e descritas na Seção 4.2 de forma independente para cada roda motriz do veículo. O bloco de comunicação recebe e envia informações para o *CoppeliaSim*[®] de forma síncrona, ou seja, o *CoppeliaSim*[®] somente entra em uma nova etapa de simulação quando o *Matlab/Simulink*[®] envia um sinal de ação.

Para implementar este bloco, utilizou-se a ferramenta *Matlab Function*. Esta ferramenta, quando devidamente configurada, executa um conjunto de funções que podem,

por exemplo, enviar valores de velocidade e torque para as juntas de ligação das rodas motrizes com o corpo da cadeira de rodas, bem como receber informações de leitura de todas as etapas de sensoriamento da simulação descritas na Seção 4.3.4.

O bloco desenvolvido opera em um tempo de amostragem igual àquele determinado para a malha de controle de velocidade, descrita no Capítulo 3, e a cada chamada, envia informações de torque e velocidade para cada roda motriz, de forma independente, causando movimentação na estrutura mecânica do veículo.

Ao mesmo tempo em que o bloco de comunicação envia sinais para o *CoppeliaSim*[®], a etapa de sensoriamento das variáveis mecânicas envolvidas no sistema é realizada no *Matlab/Simulink*[®], e o torque de carga aplicado aos pneus da cadeira de rodas é lido e conectado na entrada externa de carga do bloco representativo do PMSM. Este bloco por sua vez responderá ao distúrbio que lhe foi imposto produzindo novo torque para o eixo do motor de forma a manter o *setpoint* de velocidade desejado. Dessa forma, o ciclo se repete à cada nova chamada do bloco de comunicação.

Vale ressaltar que o torque de carga oriundo da medição realizada no *CoppeliaSim*[®] por vezes vem com ruídos de leitura. Entretanto, isto não é um problema, visto que ao ser posto no bloco do PMSM, o próprio motor se encarrega de filtrar este sinal, pois é naturalmente um sistema passa-baixas.

4.5 Simulação das condições de deslocamento da cadeira de rodas semiautônoma

Para avaliar o comportamento da integração entre os dois *softwares* citados, foram realizados testes computacionais nos quais são observados a evolução da posição do veículo, os torques eletromagnéticos e as respostas de velocidade angular e linear em cada roda, bem como as diferenças residuais destas grandezas entre as rodas. A diferença residual mostrada nos resultados que se seguem são obtidas da subtração entre as condições da roda direita com as da roda esquerda.

Os testes foram feitos por um tempo de simulação de um minuto, com exceção do teste em rampa que foi feito por um minuto e meio e do teste em arco que foi realizado em 50 segundos. Além disso, foi configurada uma rampa de velocidade entre os *setpoints* de 1 rad/s e -1 rad/s na redução de cada motor.

Para grande parte dos testes que serão apresentados a seguir, o controlador de velocidade não foi alterado, mantendo-se o ganho do mesmo constante e sintonizado em 0,41017. Entretanto, o teste em rampa tem por objetivo avaliar a ação de controle sob a ação de perturbações gravitacionais, fato que exige testes com variações da agressividade

do regulador. Dessa forma, a faixa de ganhos obtida na Seção 3.2.3.2 permite que os ensaios realizados sejam feitos sempre em uma região de estabilidade do sistema e respeitando seus limites físicos.

As situações analisadas são: deslocamento sem desbalanços, desalinhamento das rodas castor com o movimento, deslocamento de centro de massa, diferença de atrito entre os pneus, diferentes áreas de contato entre as rodas e o piso e movimento em rampas.

4.5.1 Condição de deslocamento sem desbalanços

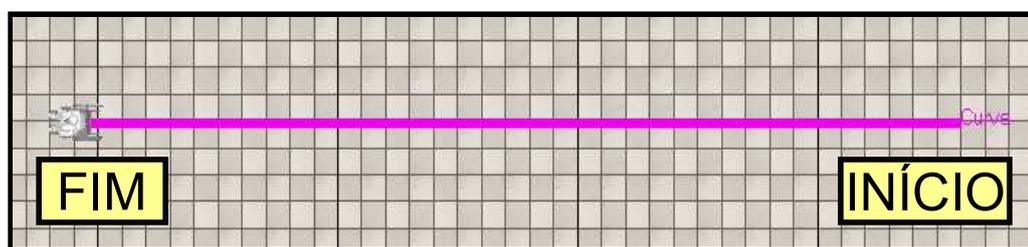
Nesta situação, a simulação foi configurada na condição ideal, ou seja, centro de massa centralizado, mesmo atrito e rigidez nos pneus, rodas castor devidamente alinhadas com o movimento e deslocamento sobre região plana.

4.5.1.1 Movimento em linha reta

Esta condição de deslocamento da cadeira de rodas semiautônoma é esperada quando a simetria do sistema é adequada e as condições ambientais são favoráveis, tais como ambientes em que o piso é homogêneo e não há desníveis, bem como as forças de resistência ao movimento em cada lado do veículo são iguais. Com isso, ao se comandar a mesma velocidade de rotação nas rodas direita e esquerda, espera-se que o veículo se movimente em linha reta.

A Figura 4.19 mostra a condição de deslocamento do veículo, para o caso de operação sem desbalanços e movimento esperado em linha reta com *setpoint* de velocidade de 1 rad/s em ambas as rodas motrizes.

Figura 4.19 – Condição de deslocamento sem desbalanços



Fonte: autor

De acordo com a Figura 4.19, para esta condição de operação, a trajetória permanece reta, representando a situação de equilíbrio desejada. A Tabela 4.3 mostra a posição final do veículo para condição de deslocamento sem desbalanços.

Tabela 4.3 – Posição final da cadeira de rodas para deslocamento sem desbalanços

Posição Final X (m)	Posição Final Y (m)
18,3151	-0,0185

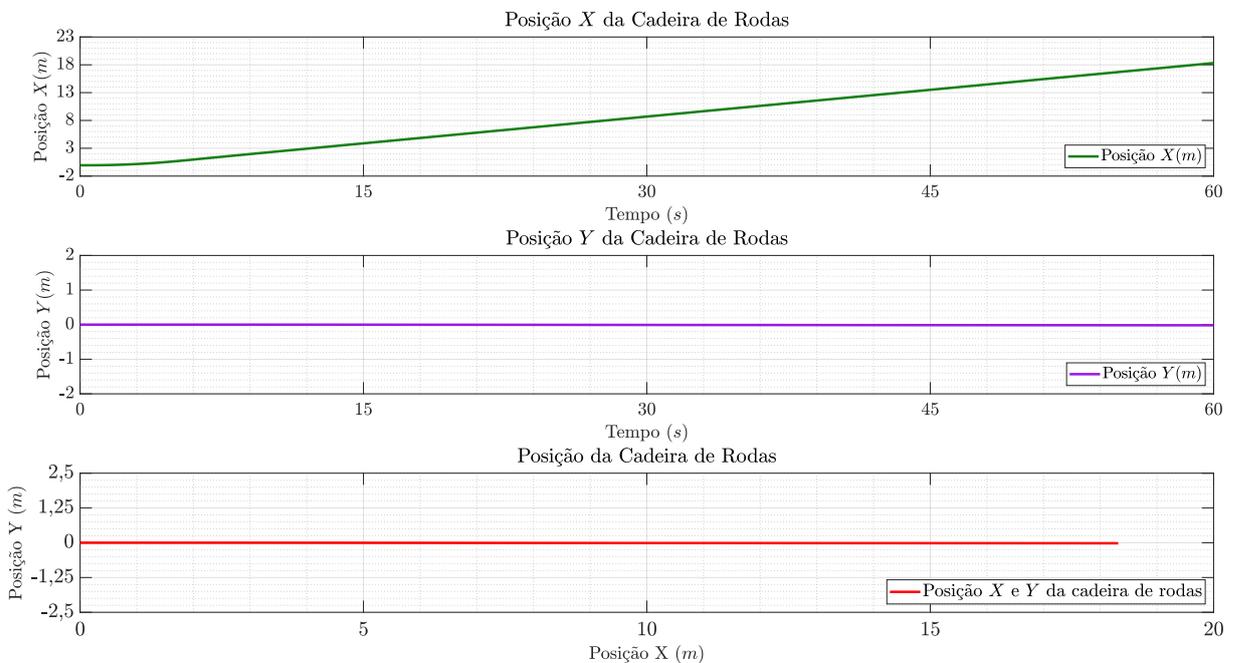
Fonte: Autor

Nota-se que obter uma trajetória plenamente reta é algo complexo de se conseguir, qualquer desbalanço ou transitório inesperado na dinâmica de aceleração do veículo pode provocar um distúrbio que se propaga na posição. Isso é aceitável, visto que a posição é a integral da velocidade, o que torna o sistema mais sensível à propagação de erros. Entretanto, pode-se aceitar uma faixa de desvios dentro de determinada tolerância que não prejudique o usuário no percurso pelo qual este deseja percorrer.

Com isso, para um deslocamento de um minuto, o desvio observado, de cerca de 2 cm da trajetória ideal, pode ser aceitável, visto que o percurso será pré programado pelo usuário e por isso é razoável pensar que 2 cm de erro não trará consequências para o deslocamento, tais como colisões.

A Figura 4.20 mostra a evolução das posições X e Y do veículo no tempo, bem como a posição espacial do mesmo em um sistema inercial de referências.

Figura 4.20 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento sem desbalanços



Fonte: autor

Da observação da Figura 4.20, percebe-se que as condições de simetria em ambos os lados do veículo garantem uma boa situação de equilíbrio. Isto implica que aspectos mecânicos construtivos da cadeira alteram de forma significativa seu desempenho.

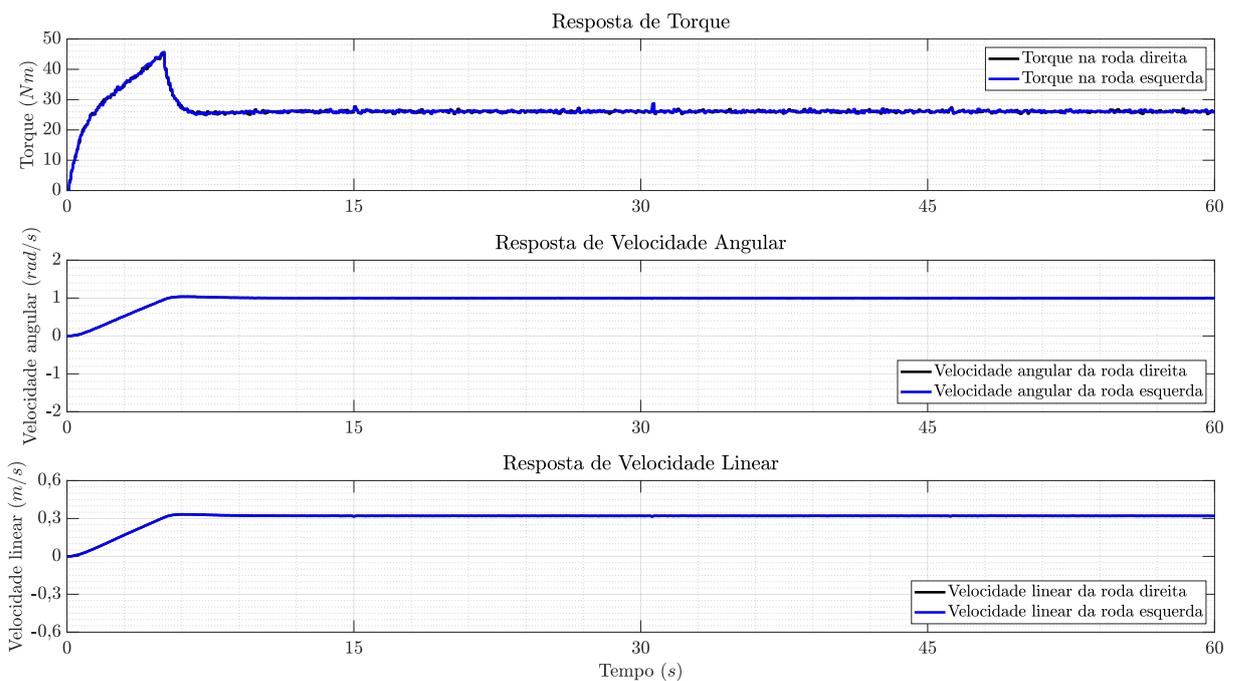
Dessa forma, as massas devem ser bem distribuídas, as rodas devem estar perfeitamente simétricas em ambos os lados do veículo, com raios e larguras iguais e perfeitamente apoiadas com o piso sempre com o mesmo número de pontos de contato.

Esta situação se reflete no torque de cada motor, em que em ambos, permanecem praticamente iguais, refletindo que não há acréscimos de forças em algum dos lados do veículo para compensação de resistências ao movimento.

As velocidades angulares e lineares das rodas, por sua vez, mantêm a relação esperada de proporcionalidade com o raio da roda, o que indica boas condições de atrito com o piso, bem como permanecem, tal qual ocorre com os torques, praticamente iguais entre as rodas do veículo.

A Figura 4.21 mostra as respostas de torque, velocidade angular e velocidade linear de cada uma das rodas do veículo.

Figura 4.21 – Torque e velocidade para deslocamento sem desbalanços

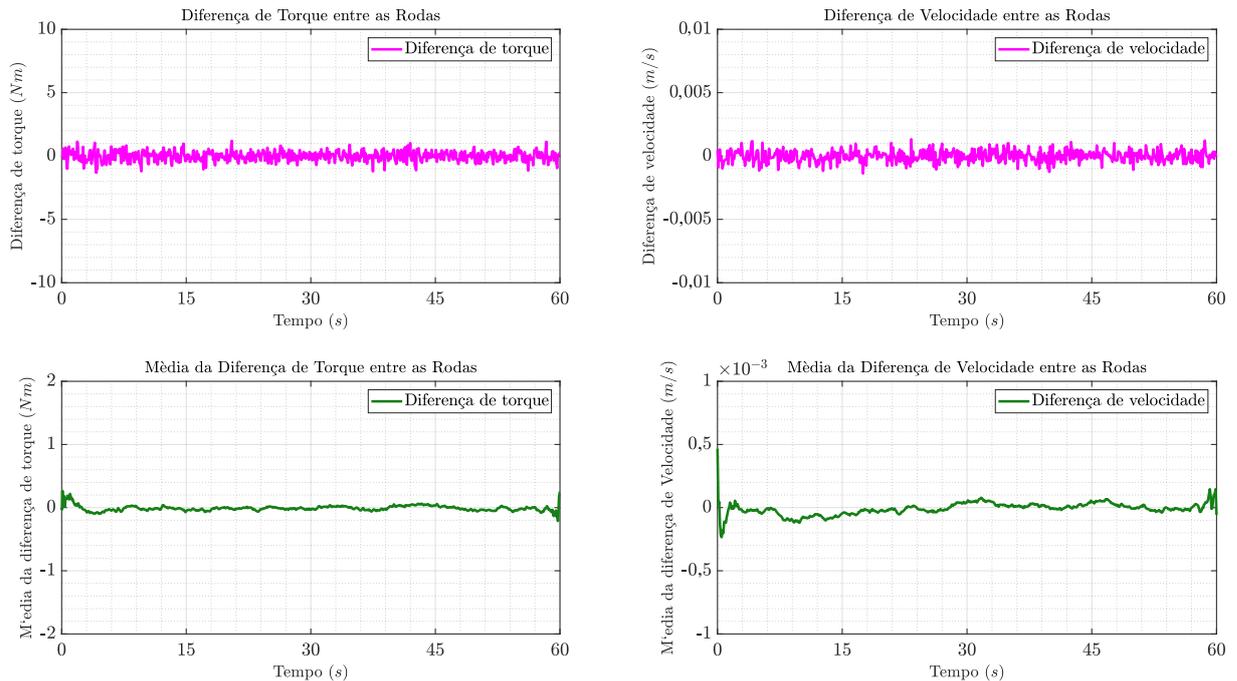


Fonte: autor

A Figura 4.22 mostra as diferenças residuais de torque, à esquerda, e velocidade, à direita, entre as rodas motrizes do veículo. Um filtro de média móvel com 10000 amostras, correspondendo a um tempo de 5 segundos para o torque, e com 100 amostras, correspondendo a um tempo de 10 segundos para a velocidade, é usado para a análise das diferenças das grandezas conforme os gráficos apresentados inferiormente.

É possível notar que tais diferenças residuais são bem próximas de zero, o que explica a trajetória em linha reta verificada pois os esforços de potência em ambas as rodas são equivalentes.

Figura 4.22 – Resíduos de torque e velocidade para deslocamento sem desbalanços



Fonte: autor

4.5.1.2 Movimentos em arco

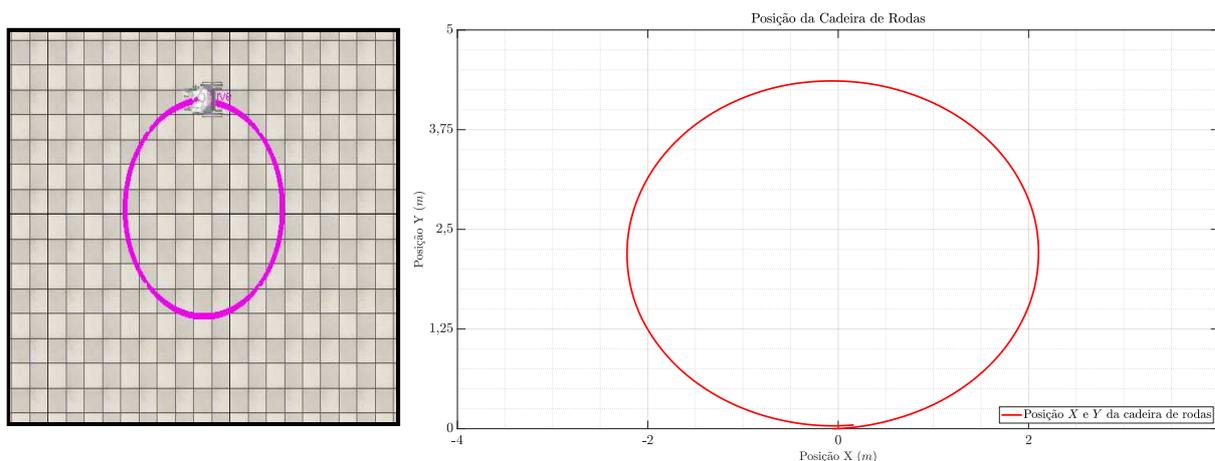
Como o acionamento do veículo é do tipo diferencial, ou seja, cada motor aciona independentemente uma roda motriz, uma combinação de movimentos pode ser facilmente conseguida simplesmente impondo-se diferentes velocidades em cada uma das rodas.

Se uma roda está com maior velocidade que outra o veículo fará uma trajetória em arco e quanto maior for essa diferença maior será a curvatura efetuada até o ponto mais crítico pelo qual se pode chegar, que seria velocidades de rotação iguais, em módulo, mas em sentidos opostos.

Estas condições de movimento modificam as situações de equilíbrio avaliadas na Seção 4.5.1.1, principalmente devido aos graus de liberdade das rodas dianteiras, pois um movimento em arco exigirá acelerações em ambos os graus de liberdade descritos na Seção 4.3.3.5. Isto causa perturbações ao sistema de controle de velocidade, pois adicionará componentes de atrito em duas direções no ponto de contato entre as rodas dianteiras e o piso.

Um primeiro movimento em arco é proposto com a finalidade de avaliar a capacidade de regulação de velocidade e torque do sistema submetido a situações de perturbação devido às componentes de atrito inseridas pelos graus de liberdade das rodas castor. Será imposta uma velocidade de 1 rad/s à roda direita e uma velocidade levemente menor de cerca de 0,75 rad/s à roda esquerda. A trajetória é observada na Figura 4.23.

Figura 4.23 – Trajetória em arco da cadeira de rodas



Fonte: autor

Neste caso, é possível observar que uma arco com curvatura suave é realizado pelo veículo. Este tipo de trajetória se mostra importante de ser estudada pois comandar diferentes velocidades entre as rodas permite realizar curvas e variar a direção do veículo. Entretanto, na simulação em questão, existe um limite físico para se obter uma curva suave. Este limite depende das condições do ambiente e principalmente da orientação espacial das rodas castor. É notório que a roda dianteira trará problemas ao se comandar movimentos em arco com curvaturas mais acentuadas pois insere forças resistivas que perturbam o movimento desejado. Estas condições serão avaliadas na Seção 4.5.2.

A Tabela 4.4 mostra a posição final do veículo para deslocamento em arco suave.

Tabela 4.4 – Posição final da cadeira de rodas para deslocamento em arco suave

Posição Final X (m)	Posição Final Y (m)
0,1640	0,0473

Fonte: Autor

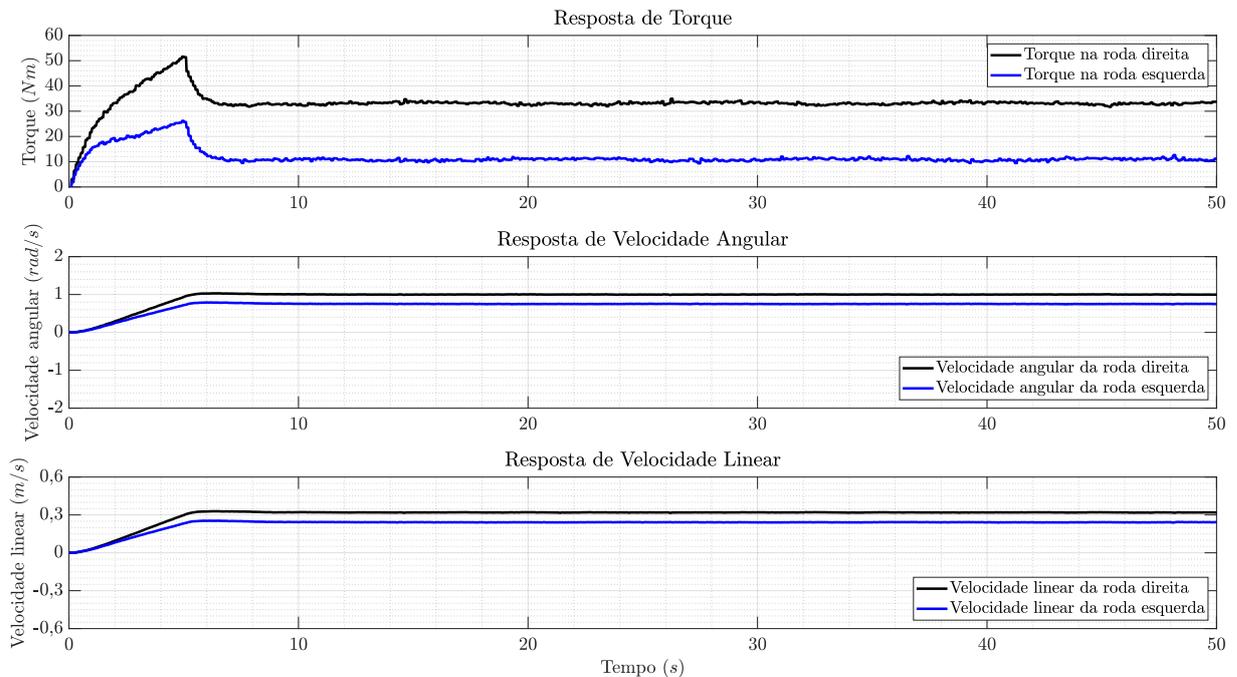
Da análise dos resultados é possível concluir que mesmo numa situação de equilíbrio do ambiente e simetria dos parâmetros físicos do veículo, o movimento em arco observado não é perfeito. A trajetória esperada para este tipo de movimentação é uma circunferência, visto que a curvatura depende da aceleração angular que para todo o tempo é sempre constante mantendo, teoricamente, a mesma curvatura.

Entretanto, a circunferência não fecha no mesmo ponto de partida. Pela Tabela 4.4 há um erro de cerca de 16 cm na posição X e 4 cm na posição Y , visto que o veículo parte da posição $(0; 0)$.

Nesse contexto, faz-se necessário avaliar como os controles de velocidade são

capazes de manter *setpoints* diferentes entre as rodas do veículo mesmo com as perturbações impostas pelas componentes de atrito inseridas pelas rodas dianteiras. Com isso, a Figura 4.24 mostra como os comandos de torque e velocidade devem ser ajustados com a finalidade de gerar um movimento em arco suave do veículo em questão.

Figura 4.24 – Torque e velocidade para trajetória em arco



Fonte: autor

Com isso, os movimentos analisados nessa seção reproduzem as condições de movimento desejadas para a cadeira de rodas, ou seja, quando se comandam velocidades iguais entre as rodas, espera-se um movimento em linha reta e, à medida que há diferentes velocidades comandadas um movimento em arco suave deve ser observado.

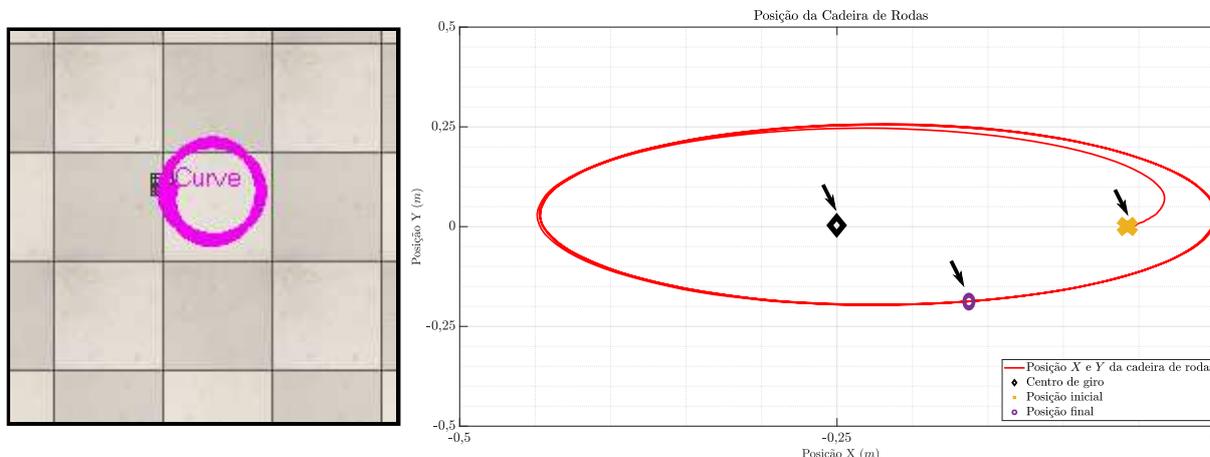
Um outro movimento de relevante importância para o veículo é o giro em torno de seu eixo. Este movimento é executado quando se deseja mudar o sentido de movimento da cadeira de rodas.

Esta condição de operação é, em especial, um caso crítico visto que as rodas castor serão severamente exigidas para uma mudança brusca na direção do corpo do veículo, implicando em componentes de forças resistivas que podem causar perturbações ao perfil de torque em cada roda motriz. Esta condição é obtida por meio de *setpoints* de velocidades opostos em cada uma das rodas motrizes, ou seja, enquanto uma roda é ajustada em 0,5 rad/s, a outra é ajustada em $-0,5$ rad/s.

A trajetória obtida com esta operação pode ser observada na Figura 4.25, onde o losango representa o centro de giro, o ponto marcado com um "X" representa a posição inicial do movimento e o ponto marcado com uma bola representa a posição final do

movimento. Todos estes pontos estão marcados com setas.

Figura 4.25 – Giro em torno do centro geométrico



Fonte: autor

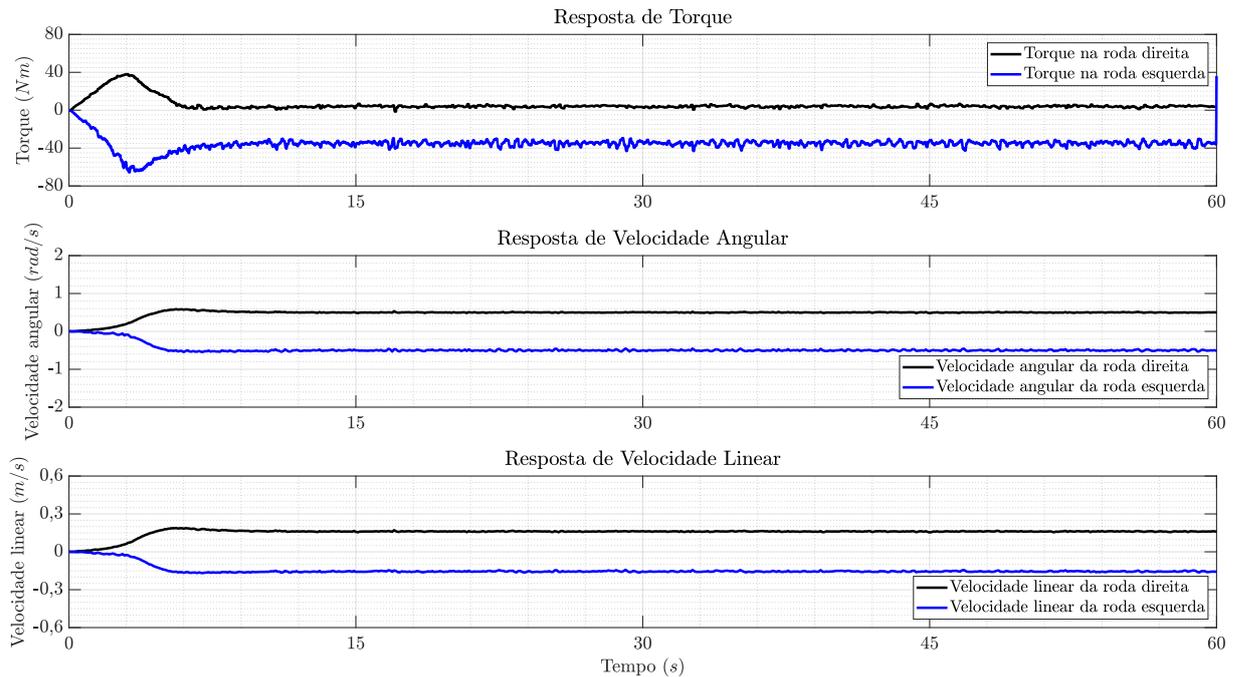
Da análise da Figura 4.25 nota-se que a cadeira de rodas gira, aproximadamente, em torno da posição (0 m ; 0,25 m). Isto ocorre pois o *CoppeliaSim*[®] faz o cômputo da posição do veículo relativo a sua posição de centro de massa. Com os comandos opostos de velocidade entre as rodas motrizes espera-se um giro em torno do centro geométrico da cadeira. Dessa maneira, a trajetória observada é naturalmente um círculo cujo raio é aproximadamente a distância entre o centro geométrico do veículo e seu centro de massa. Vale ressaltar que, caso estes pontos coincidam, a trajetória esperada é somente um ponto.

Para a situação de giro da cadeira de rodas em torno de seu centro geométrico, faz-se necessário, também, avaliar as respostas de torque, velocidade angular e velocidade linear, conforme Figura 4.26.

Conforme se observa da Figura 4.26, as respostas de torque e velocidade, para esta condição de movimento, comportam-se como esperado, com sinais opostos e com relativa simetria de valores, mesmo com a característica de desbalanço no movimento já observada.

Tanto para a condição de movimento de giro em torno do eixo das rodas e movimento em arco, nota-se que a trajetória ideal seria uma circunferência. No entanto, o que se observa é um espiral tendendo para a circunferência. Isto ocorre visto que mesmo com condições físicas e ambientais favoráveis, os graus de liberdade presentes nas rodas castor, bem como imperfeições do modelo construído no *CoppeliaSim*[®] causam perturbações ao movimento, gerando erros que se propagam devido a característica integral da posição em relação à velocidade.

Figura 4.26 – Torque e velocidade para giro em torno do centro geométrico



Fonte: autor

4.5.2 Operação com rodas castor desalinhadas

Neste caso, as rodas castor são consideradas desalinhadas com o sentido do movimento do veículo. Assim, nestas condições, ocorre um torque resistente na roda motriz, resultante da tentativa de alinhar as rodas castor com o sentido do movimento desejado. Com isso, são analisadas as situações a seguir:

4.5.2.1 Uma das rodas castor desalinhadas de 90°

Neste caso, considera-se que uma das rodas castor encontra-se em alinhamento ao sentido do movimento e a outra está à 90° desta direção.

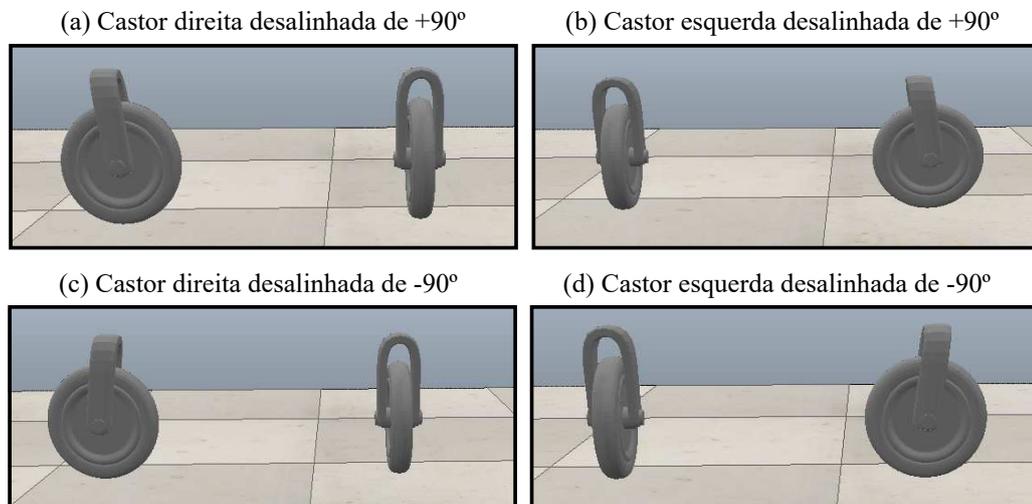
Ao ocorrer um comando de torque é natural esperar que a roda alinhada inicie primeiro o seu descolamento, pois encontra-se na direção de movimento, enquanto que a roda desalinhada necessita de torque extra para que gire até a posição de alinhamento e portanto possa iniciar seu deslocamento.

Esse retardo no movimento da roda desalinhada gera uma condição transitória complexa e suficientemente relevante para provocar alterações na trajetória da cadeira de rodas.

A Figura 4.27 mostra todas as configurações possíveis de desalinhamento de 90° em uma das rodas castor. Cada roda dianteira, nesta configuração, pode estar desalinhada em uma angulação positiva ou negativa ($\pm 90^\circ$) e verificou-se que o sentido da rotação

modifica a resposta de torque e de posição do veículo como será visto nos resultados subsequentes.

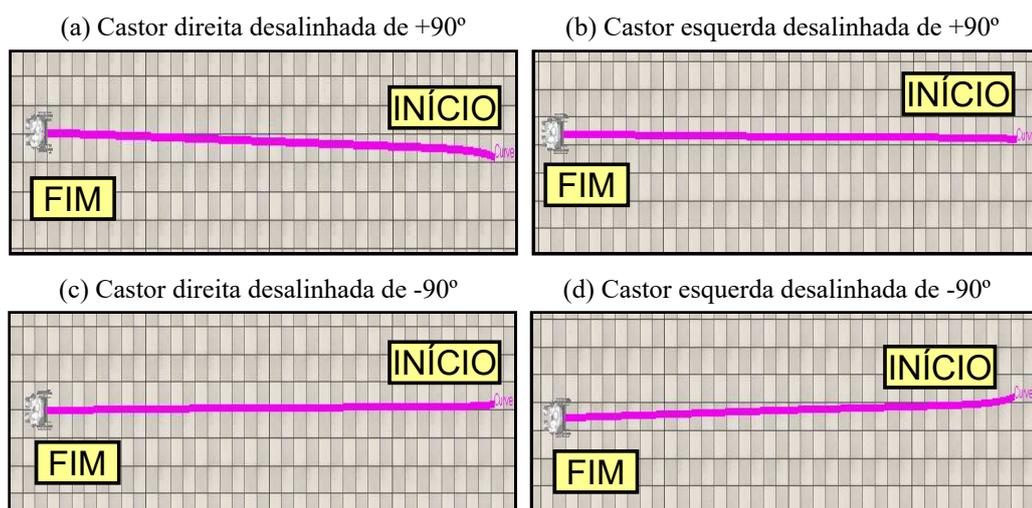
Figura 4.27 – Configurações possíveis para desalinhamento de 90° de uma das rodas castor



Fonte: autor

Cada situação representada na Figura 4.27 foi simulada para um *setpoint* de velocidade de 1 rad/s em ambas as rodas motrizes e o deslocamento do veículo foi observado, conforme visto na Figura 4.28.

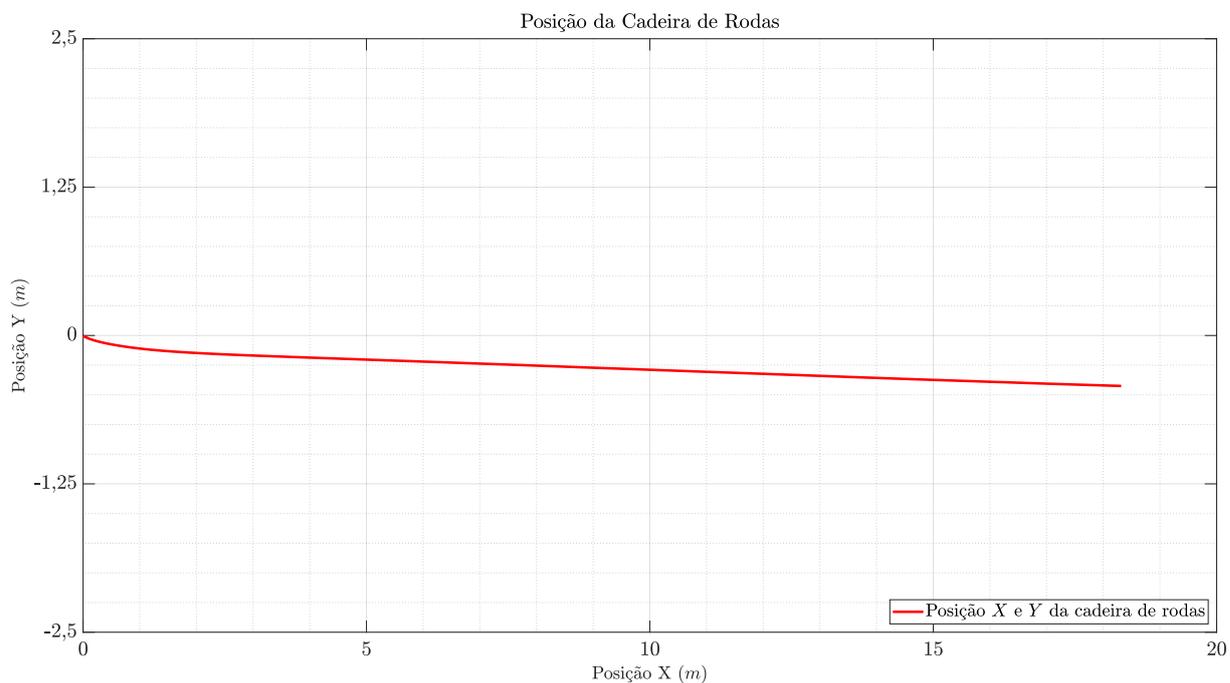
Figura 4.28 – Condições de deslocamento do veículo com desalinhamento de 90° de uma das rodas castor



Fonte: autor

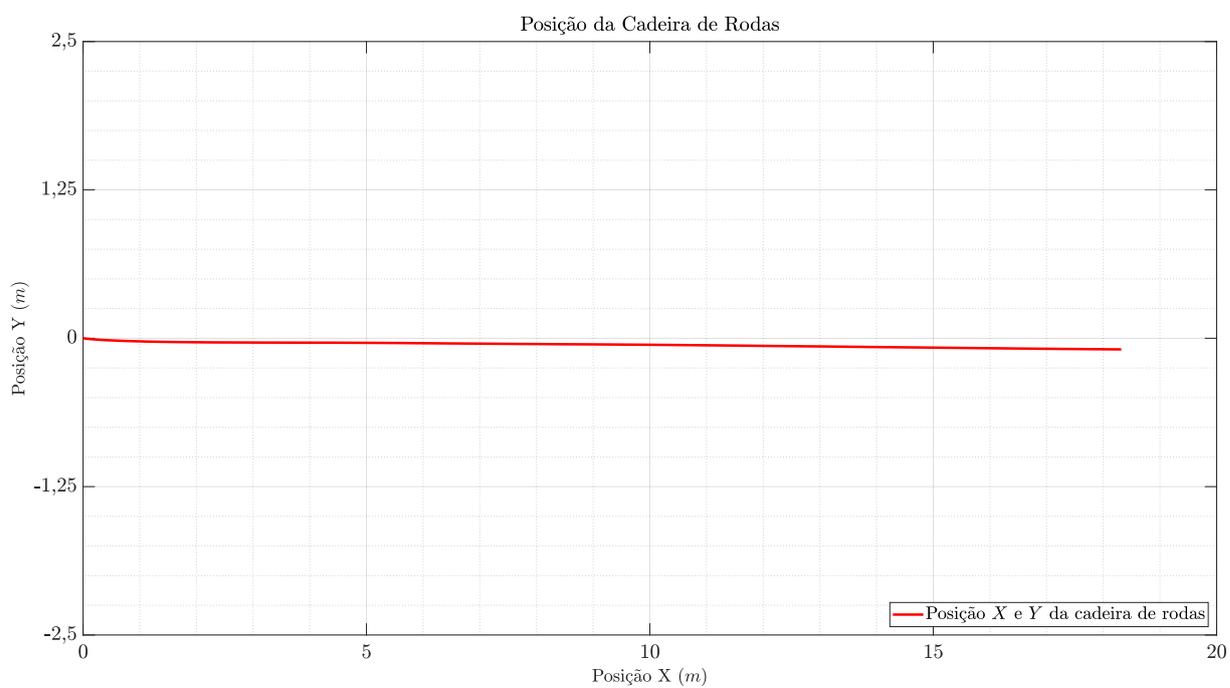
As Figuras 4.29, 4.30, 4.31 e 4.32 mostram as posições X e Y para cada uma das situações avaliadas com desalinhamento de uma das rodas castor.

Figura 4.29 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de $+90^\circ$ da roda castor direita



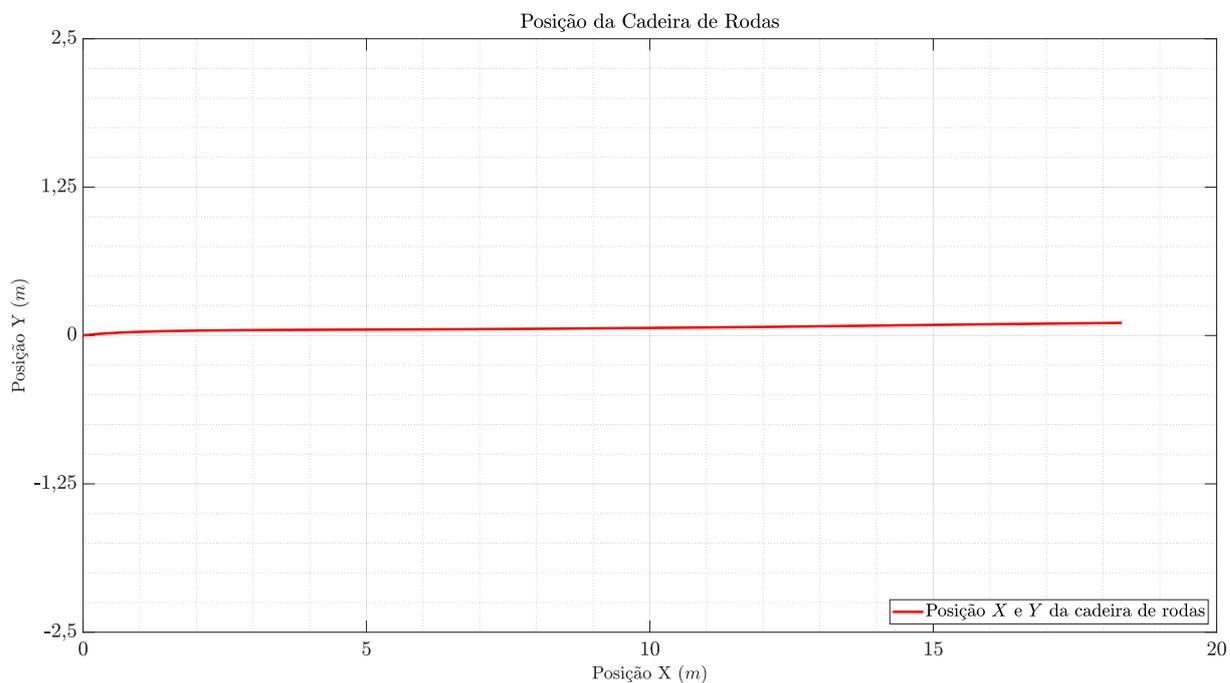
Fonte: autor

Figura 4.30 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de $+90^\circ$ da roda castor esquerda



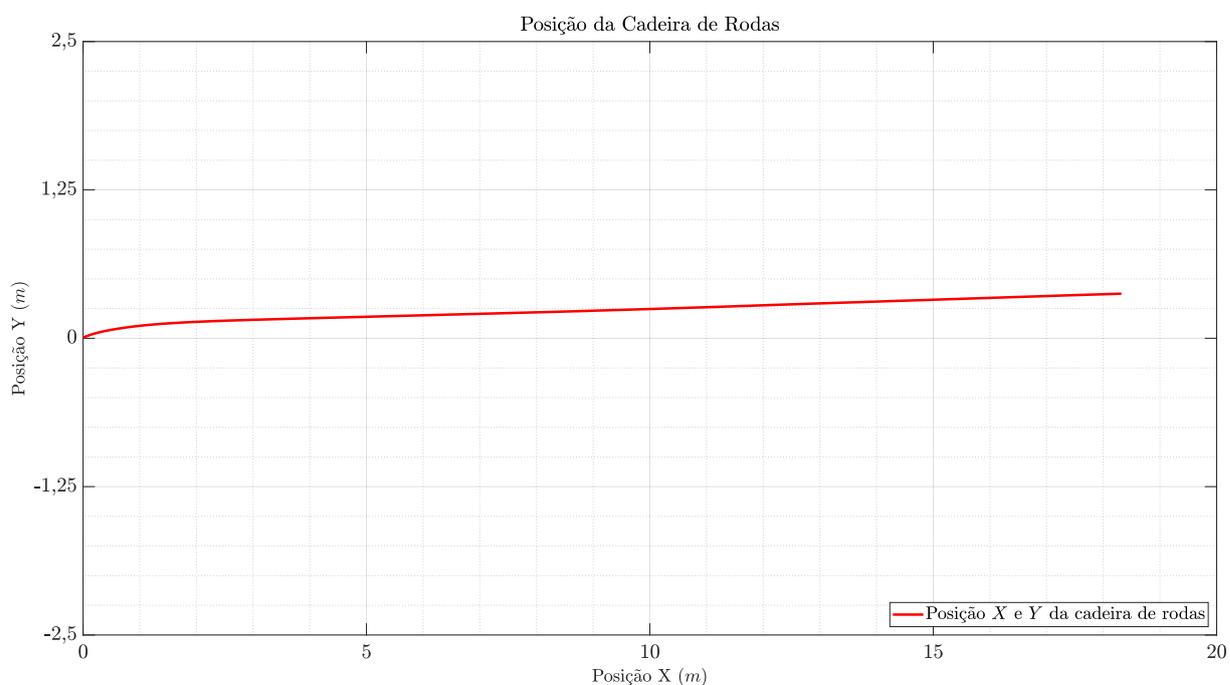
Fonte: autor

Figura 4.31 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de -90° da roda castor direita



Fonte: autor

Figura 4.32 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de -90° da roda castor esquerda



Fonte: autor

Da análise das Figuras 4.28, 4.29, 4.30, 4.31 e 4.32, nota-se que as configurações físicas da cadeira de rodas no *CoppeliaSim*[®] permitem diferentes respostas quando a roda dianteira é desalinhada com o movimento de um mesmo ângulo, em módulo, porém com sentidos de rotação diferentes.

A Tabela 4.5 mostra as posições finais da cadeira de rodas para cada uma das situações simuladas.

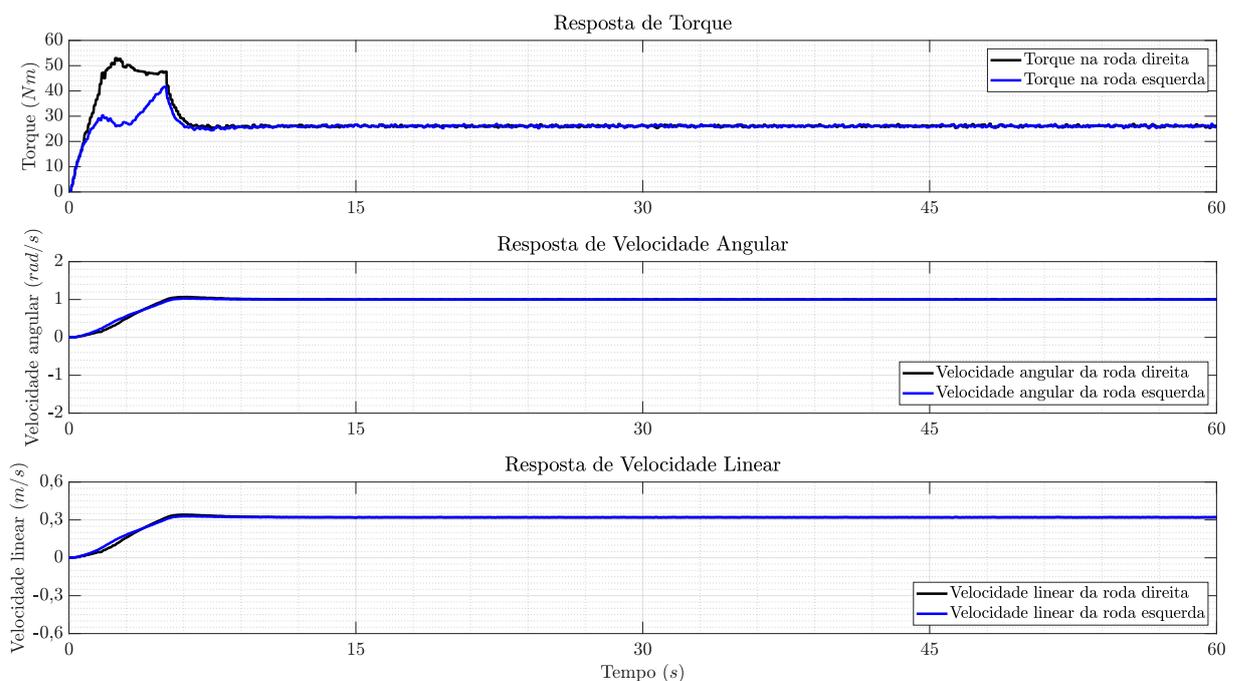
Tabela 4.5 – Posição final da cadeira de rodas para deslocamentos com uma das rodas castor desalinhadas

Configuração da roda castor	Posição Final X (m)	Posição Final Y (m)
Castor direita desalinhada de $+90^\circ$	18,3160	-0,4254
Castor esquerda desalinhada de $+90^\circ$	18,3168	-0,0936
Castor direita desalinhada de -90°	18,3255	0,1064
Castor esquerda desalinhada de -90°	18,3193	0,3756

Fonte: Autor

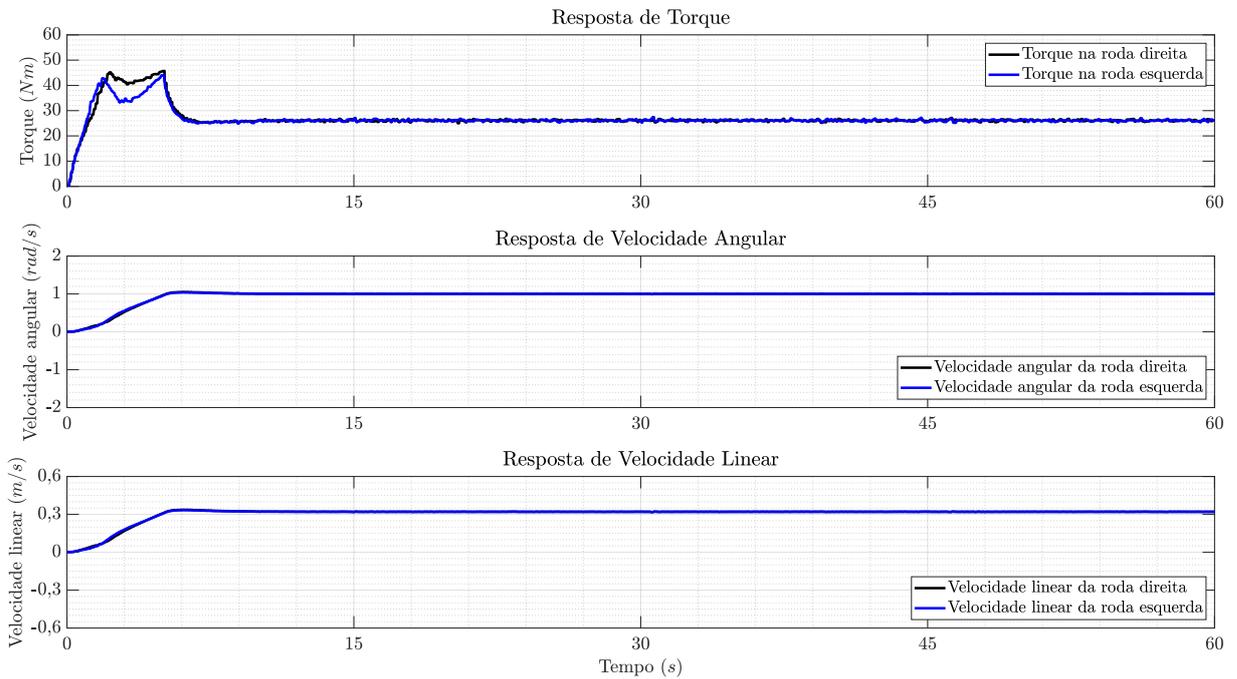
As Figuras 4.33, 4.34, 4.35 e 4.36 mostram as respostas de torque, velocidade angular e velocidade linear de cada uma das rodas do veículo, para os casos analisados, em que apenas uma das rodas castor encontra-se desalinhada com o sentido do movimento.

Figura 4.33 – Torque e velocidade para movimento com a roda castor direita desalinhada de $+90^\circ$



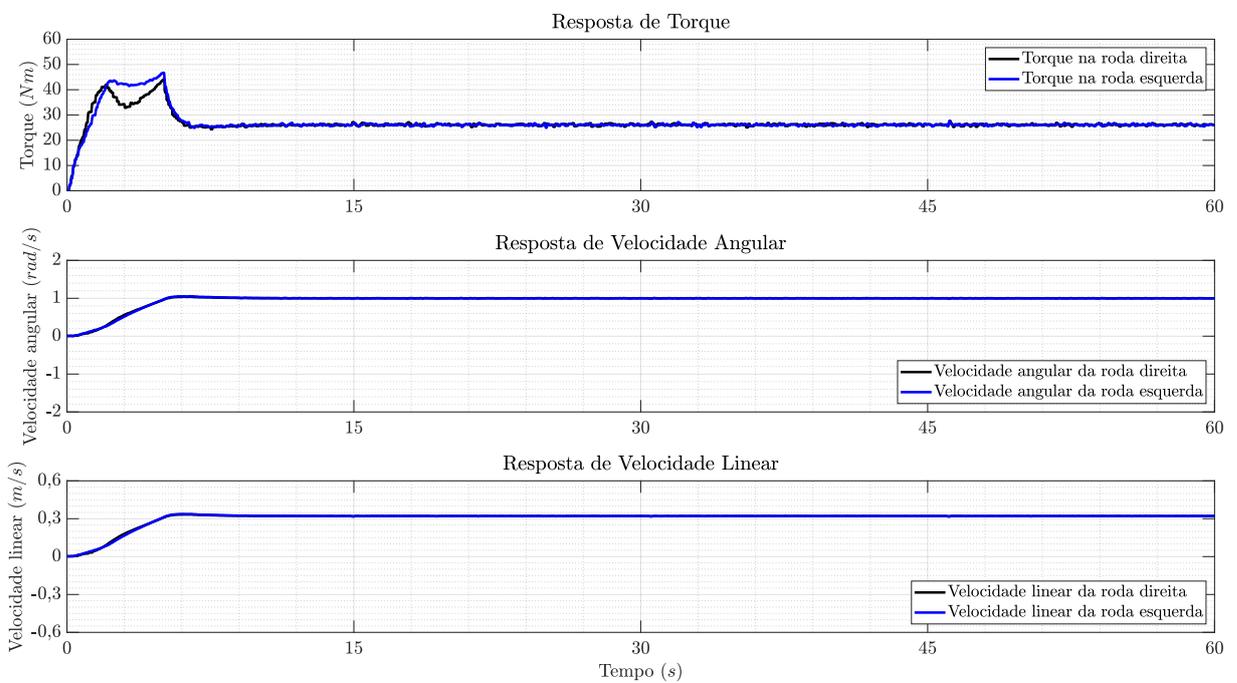
Fonte: autor

Figura 4.34 – Torque e velocidade para movimento com a roda castor esquerda desalinhada de $+90^\circ$



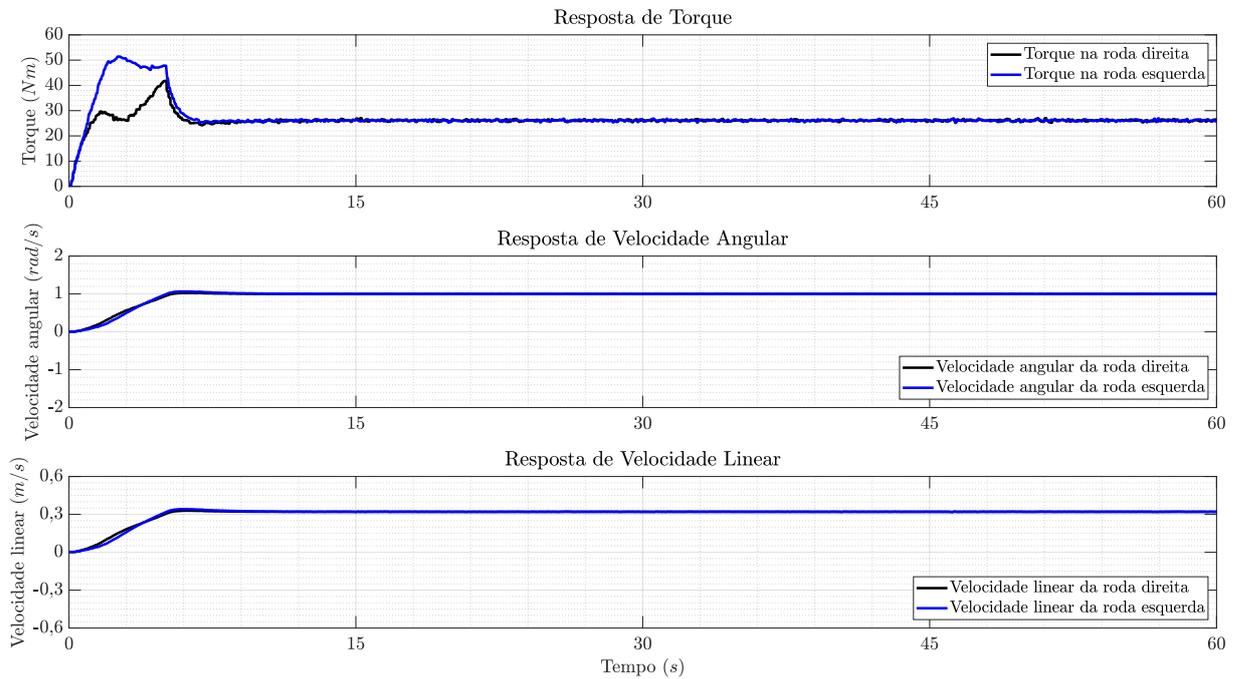
Fonte: autor

Figura 4.35 – Torque e velocidade para movimento com a roda castor direita desalinhada de -90°



Fonte: autor

Figura 4.36 – Torque e velocidade para movimento com a roda castor esquerda desalinhada de -90°



Fonte: autor

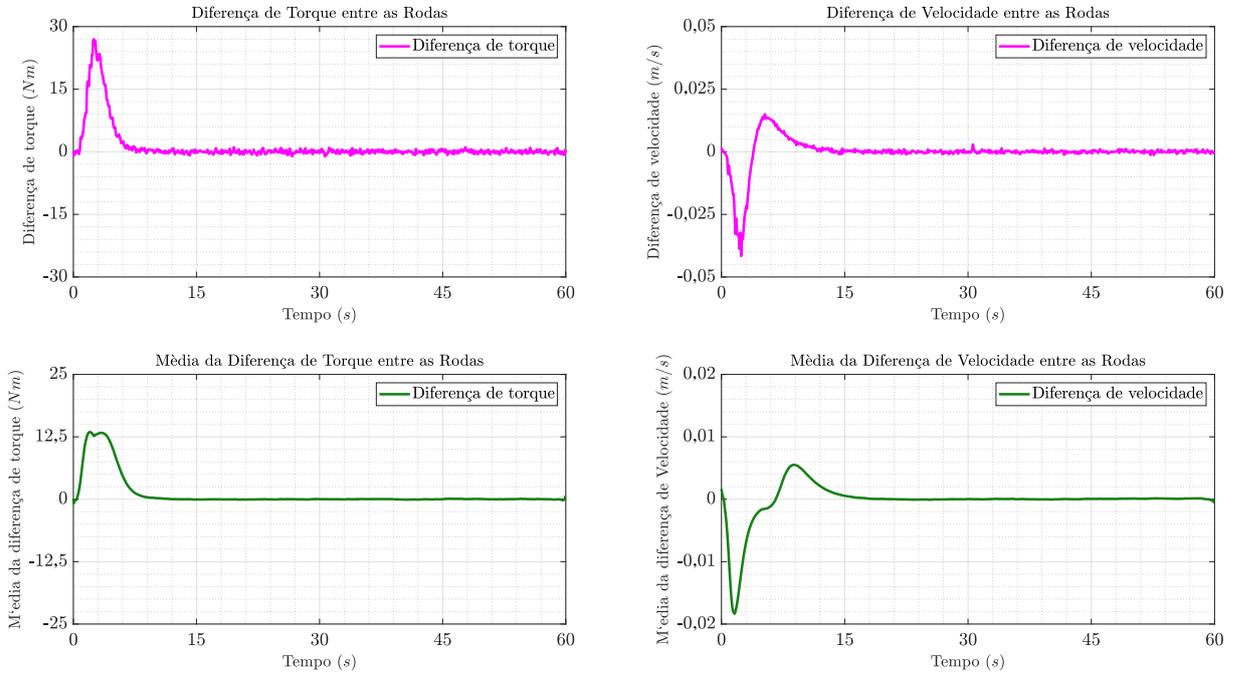
Da análise das Figuras 4.33, 4.34, 4.35 e 4.36 percebe-se que o esforço de alinhamento da roda castor com o sentido do movimento é diferente quando o sentido deste desalinhamento muda (sentido horário ou anti-horário). Dessa maneira, é razoável pensar que as forças de atrito geradas por este desalinhamento perturbam as condições da roda motriz de formas diferentes. Esta condição é bastante complexa de se modelar e não será o foco deste trabalho. Ademais, é preciso verificar as condições construtivas do protótipo real e compará-las com as condições construtivas do modelo simulado com a finalidade de se verificar este comportamento.

Para cada situação de desalinhamento de 90° de uma das rodas castor, foram medidas as diferenças residuais de torque, à direita, e de velocidade, à esquerda, entre as rodas motrizes, conforme Figuras 4.37, 4.38, 4.39 e 4.40. Um filtro de média móvel com 10000 amostras, correspondendo a um tempo de 5 segundos para o torque, e com 100 amostras, correspondendo a um tempo de 10 segundos para a velocidade, é usado para a análise das diferenças das grandezas conforme os gráficos apresentados inferiormente, para cada situação.

Como a situação de desbalanço compreende apenas uma condição transitória, é possível notar das Figuras 4.37, 4.38, 4.39 e 4.40 que apenas o início do movimento é comprometido. Como, a menos do posicionamento das rodas castor, as estruturas veicular e ambiental permanecem simétricas entre as rodas da cadeira, o desbalanço de trajetória somente ocorre enquanto as rodas dianteiras encontram-se desalinhadas e permanece du-

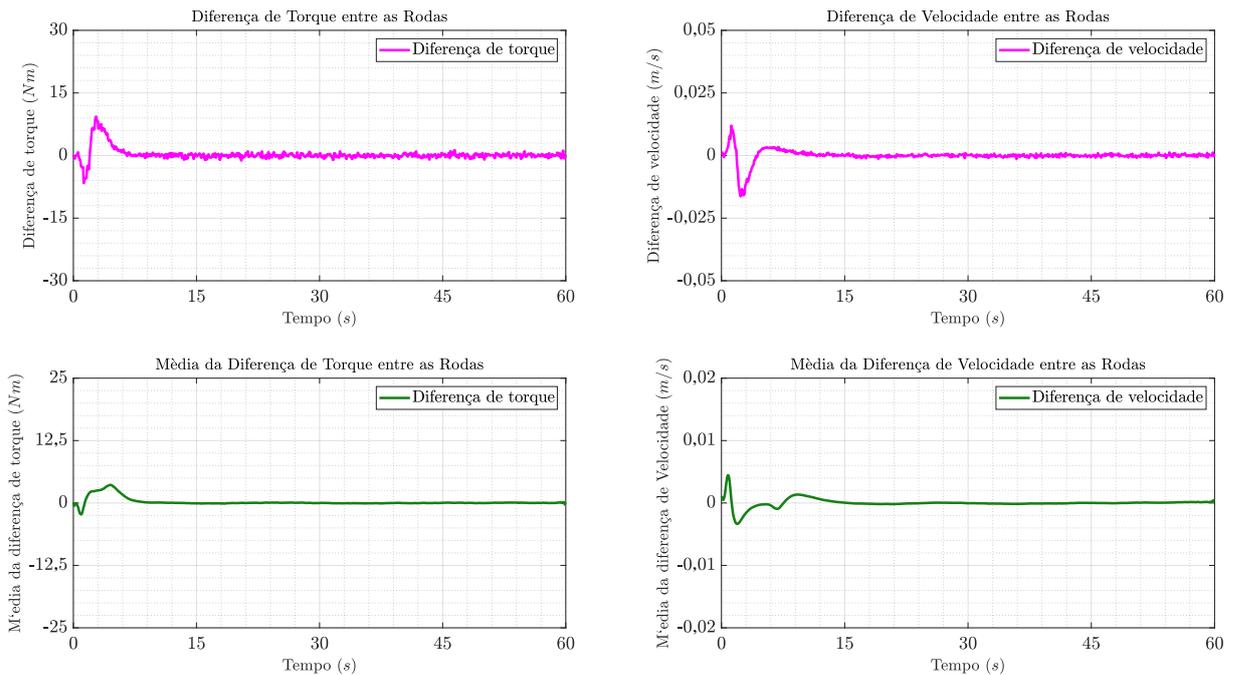
rante todo o processo de giro dos *links* que conectam as castor ao corpo do veículo. Uma vez alinhados tais *links*, o desbalanço cessa e o movimento deve permanecer em linha reta.

Figura 4.37 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com roda castor direita desalinhada de $+90^\circ$



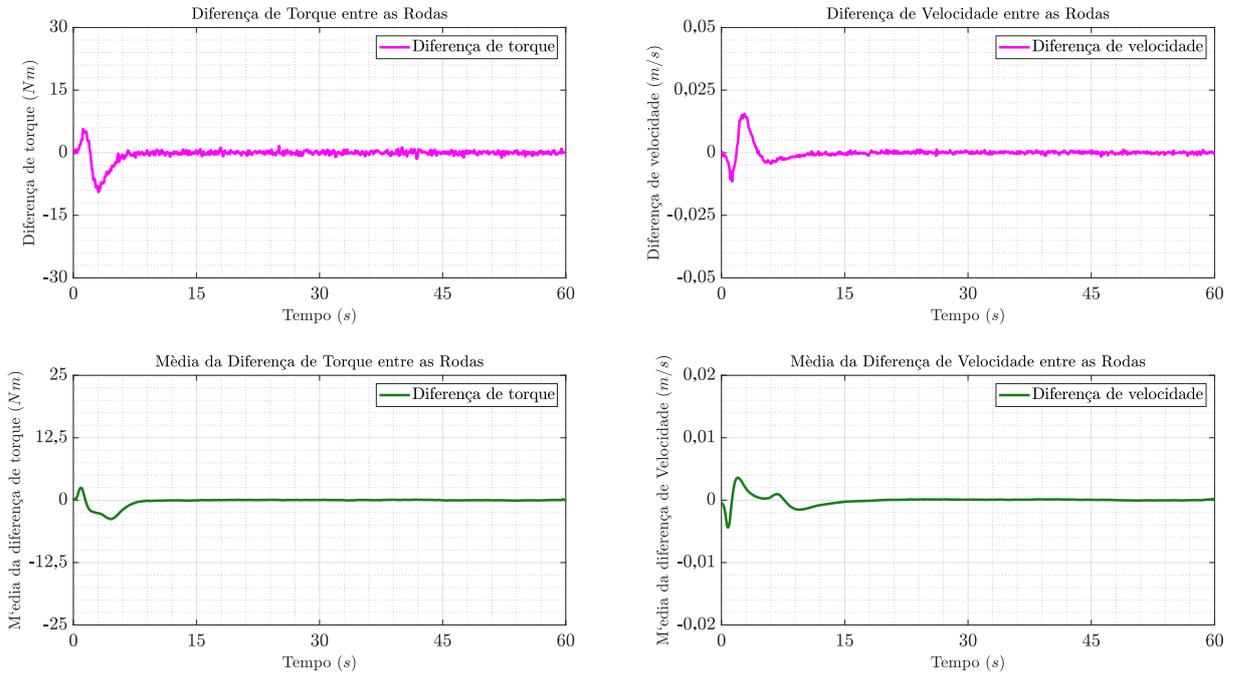
Fonte: autor

Figura 4.38 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com roda castor esquerda desalinhada de $+90^\circ$



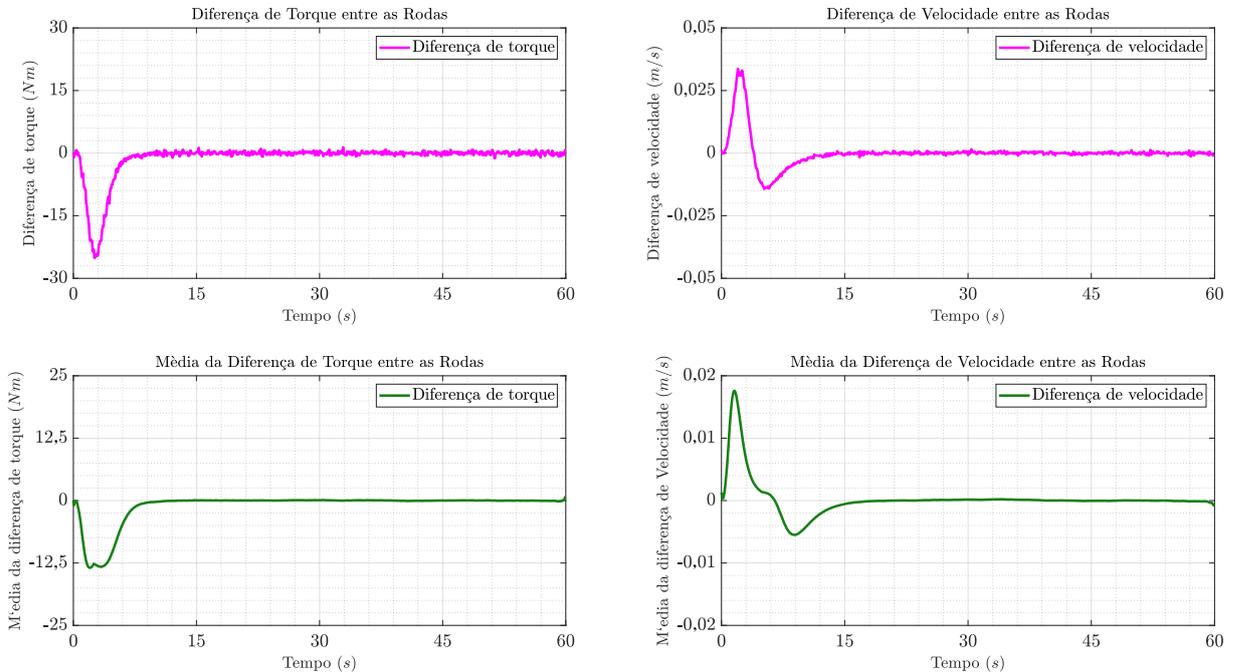
Fonte: autor

Figura 4.39 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com roda castor direita desalinhada de -90°



Fonte: autor

Figura 4.40 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com roda castor esquerda desalinhada de -90°



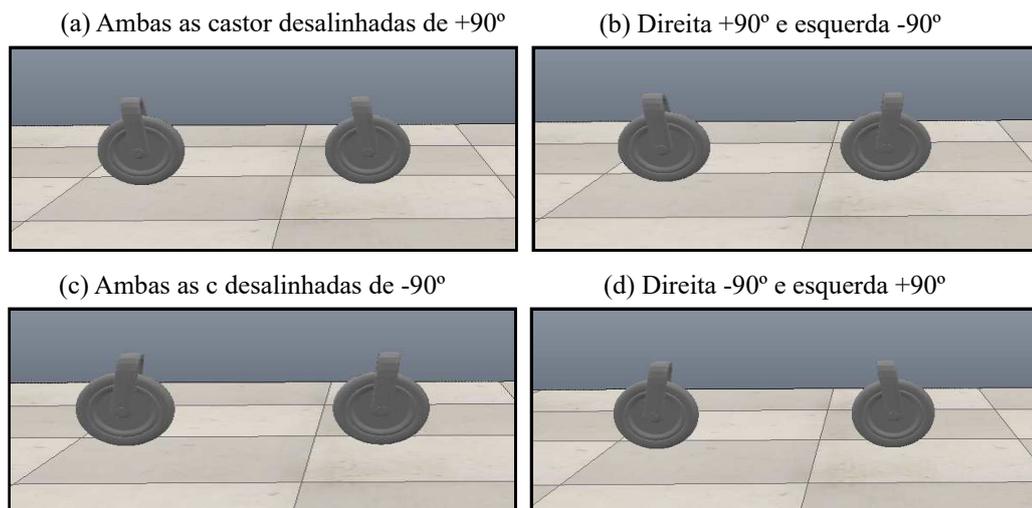
Fonte: autor

4.5.2.2 Ambas as rodas castor desalinhadas de 90°

Neste caso, considera-se que ambas as rodas castor encontram-se em desalinhamento ao sentido do movimento à 90° desta direção.

Espera-se que para esta situação, ambas as rodas encontrem dificuldade para partir. No entanto, o sentido do desalinhamento (angulação positiva ou negativa) interfere de forma significativa no desvio final observado visto que o torque resistente para alinhar as rodas pode se distribuir entre as duas rodas motrizes de forma proporcional ou desproporcional e, ainda, ficar concentrado em apenas uma delas. Quanto maior esta concentração de torque resistente em uma das rodas em detrimento da outra, maior será o desvio observado para o lado onde ocorre menor força resistente, uma vez que este inicia o deslocamento primeiro. Isto implica que a característica construtiva do *link* de rotação das rodas castor em torno do eixo *Z* interfere de forma significativa na dinâmica de adaptação do veículo ao movimento solicitado e merece um estudo de modelagem mais apurado para compreensão de tal processo. A Figura 4.41 mostra todas as configurações possíveis de desalinhamento de 90° de ambas as rodas castor.

Figura 4.41 – Configurações possíveis para desalinhamento de 90° de ambas as rodas castor

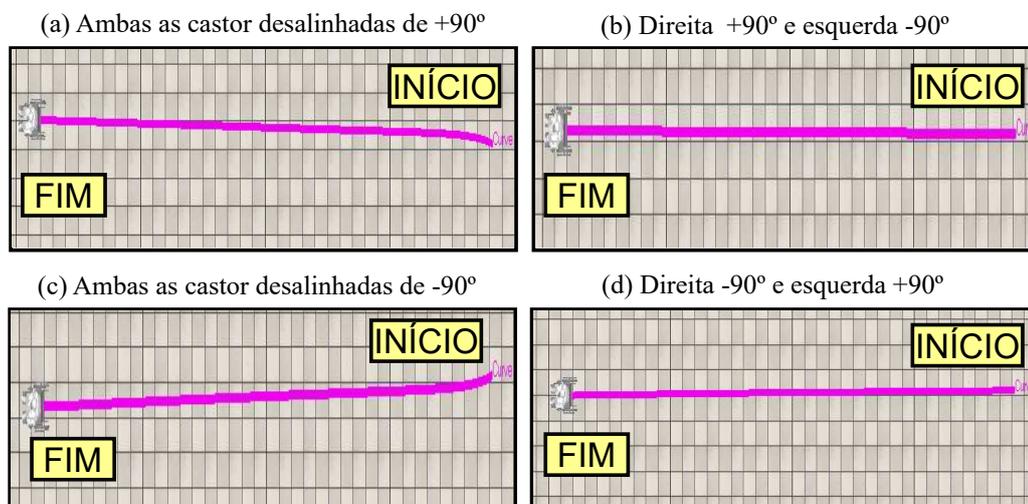


Fonte: autor

Cada roda dianteira, nesta configuração, pode estar desalinhada em uma angulação positiva ou negativa ($\pm 90^\circ$) e verificou-se empiricamente que combinações do sentido da rotação modificam a resposta de torque e de posição do veículo como será visto nos resultados subsequentes, em que cada roda é acionada a uma velocidade de 1 rad/s. A Figura 4.42 mostra a condição de deslocamento do veículo, para o caso de desalinhamento de 90° de ambas as rodas castor com o sentido do movimento.

A Tabela 4.6 mostra as posições finais da cadeira de rodas para cada uma das situações simuladas. Dos dados apresentados na Tabela 4.6 pode-se notar que os casos mais críticos ocorrem quando ambas as rodas castor desalinham-se com o movimento em um mesmo sentido.

Figura 4.42 – Condição de deslocamento com desalinhamento de 90° para ambas as rodas castor



Fonte: autor

Tabela 4.6 – Posição final da cadeira de rodas para deslocamentos com ambas as rodas castor desalinhadas de 90°

Configuração da roda castor	Posição Final X (m)	Posição Final Y (m)
Ambas as castor desalinhadas de $+90^\circ$	18,3154	-0,4215
Ambas as castor desalinhadas de -90°	18,3114	0,4512
Direita $+90^\circ$ e esquerda -90°	18,3232	-0,0510
Direita -90° e esquerda $+90^\circ$	18,3207	0,0883

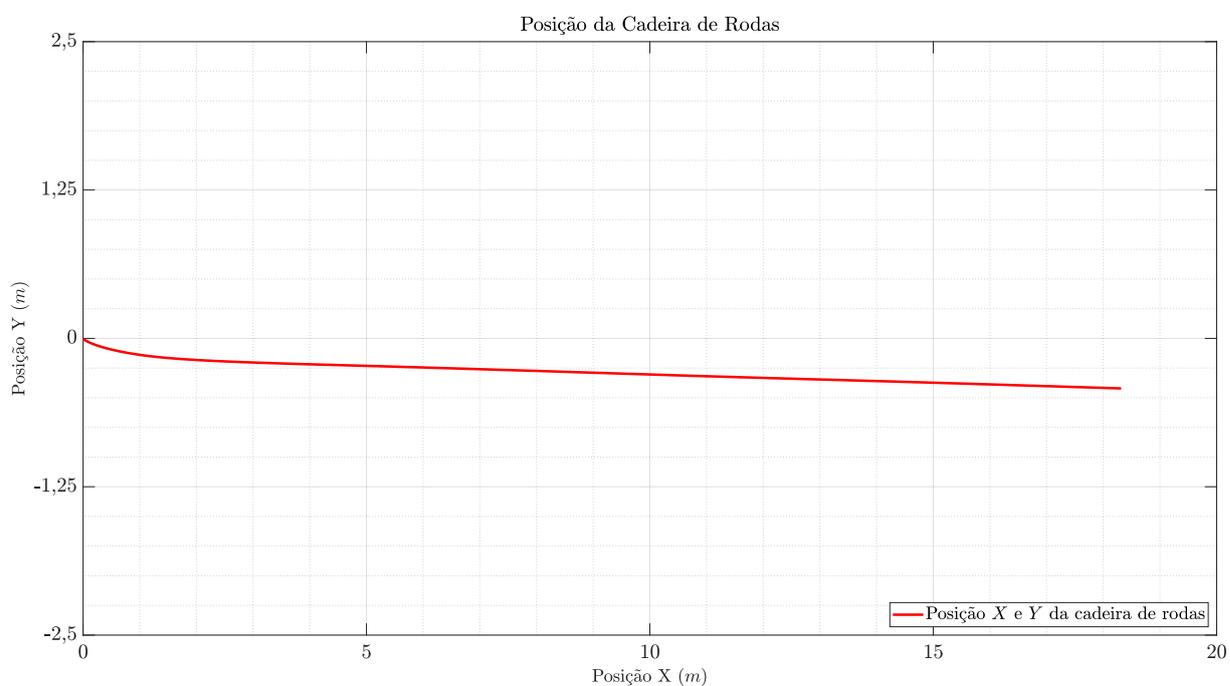
Fonte: Autor

As Figuras 4.43, 4.44, 4.45 e 4.46 mostram as posições X e Y em metros do veículo ao longo do tempo para deslocamento com ambas as rodas castor desalinhadas de 90° com o movimento. As Figuras 4.47, 4.48, 4.49 e 4.50 mostram as respostas de torque, velocidade angular e velocidade linear de cada uma das rodas do veículo, para os casos analisados, em que ambas as rodas castor encontram-se desalinhadas com o sentido do movimento.

É possível observar, a partir das Figuras 4.47, 4.48, 4.49 e 4.50, que quando as rodas castor se encontram juntamente desalinhadas em mesmo sentido há sempre um esforço transitório maior em algum dos lados, e este esforço, conforme se pode analisar do comparativo com as Figuras 4.43, 4.44, 4.45 e 4.46, prejudica a trajetória desejada para o veículo. No entanto, quando o desalinhamento ocorre em sentidos opostos, ou seja, quando uma castor está desalinhada no sentido horário e a outra está desalinhada no sentido anti-horário, os esforços transitórios em ambos os lados se compensam, mesmo que haja um elevado torque transitório, se comparado à situação vista na Seção 4.5.1,

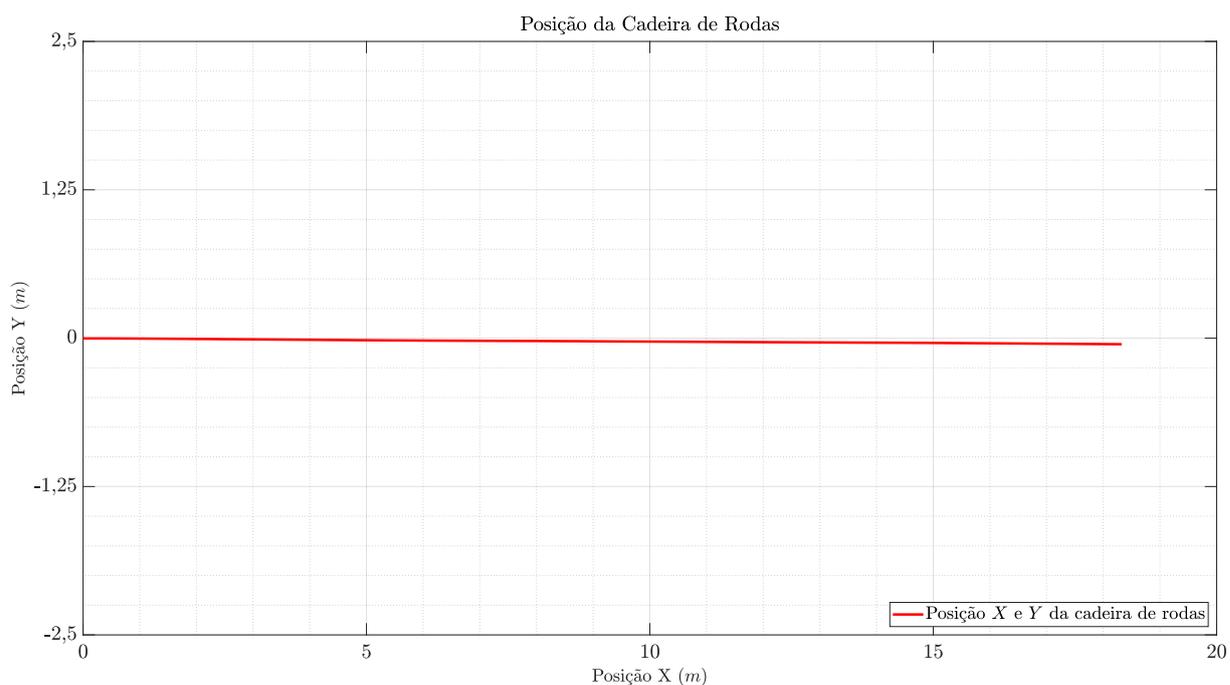
ambos os lados possuem um retardo de movimento quase que equivalente, diminuindo o desvio observado.

Figura 4.43 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de $+90^\circ$ de ambas as rodas castor

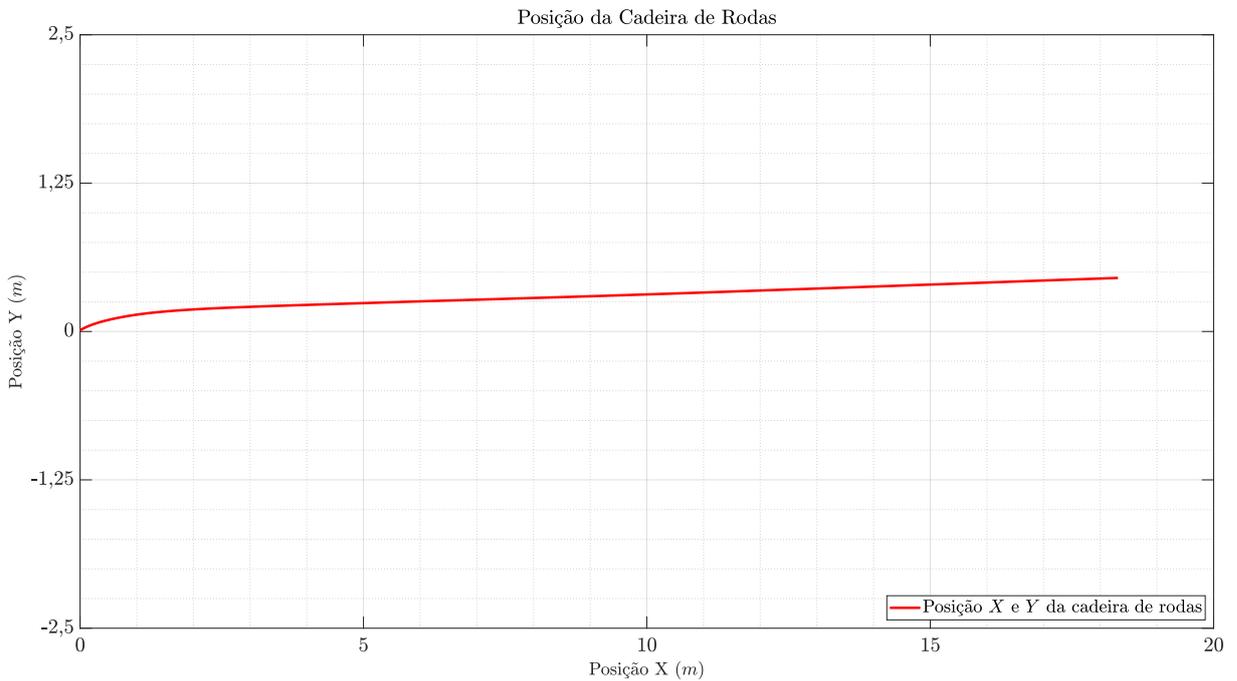


Fonte: autor

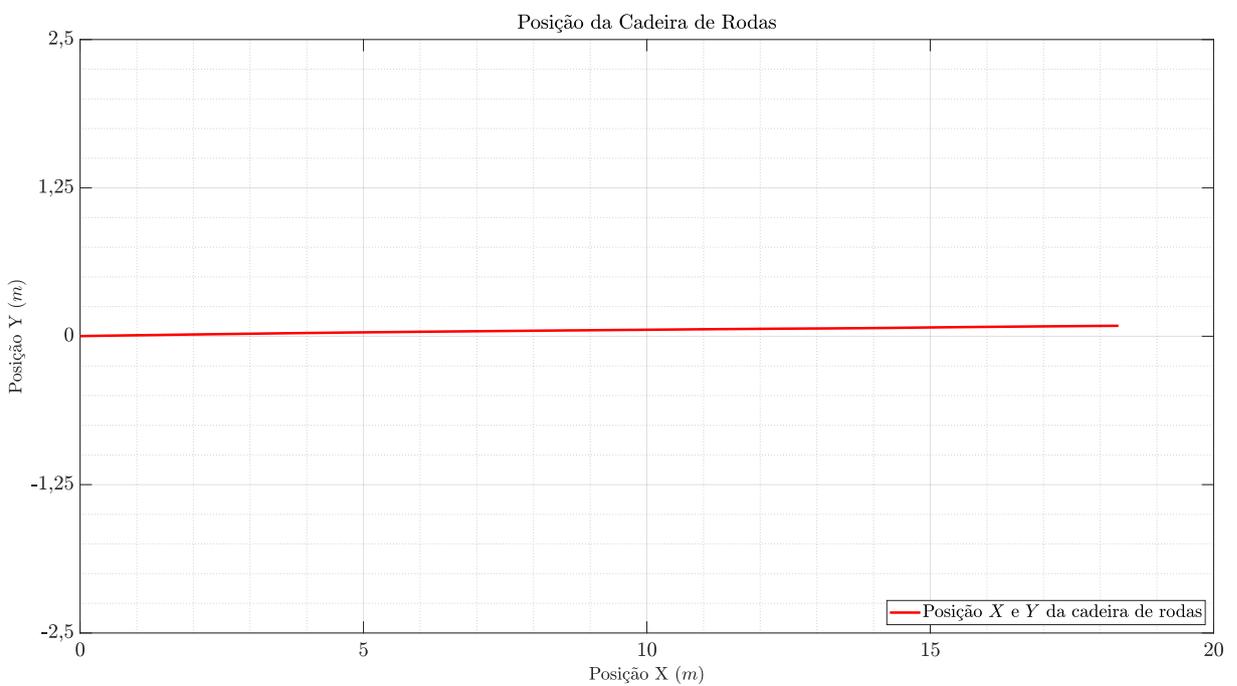
Figura 4.44 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de $+90^\circ$ da castor direita e de -90° da castor esquerda



Fonte: autor

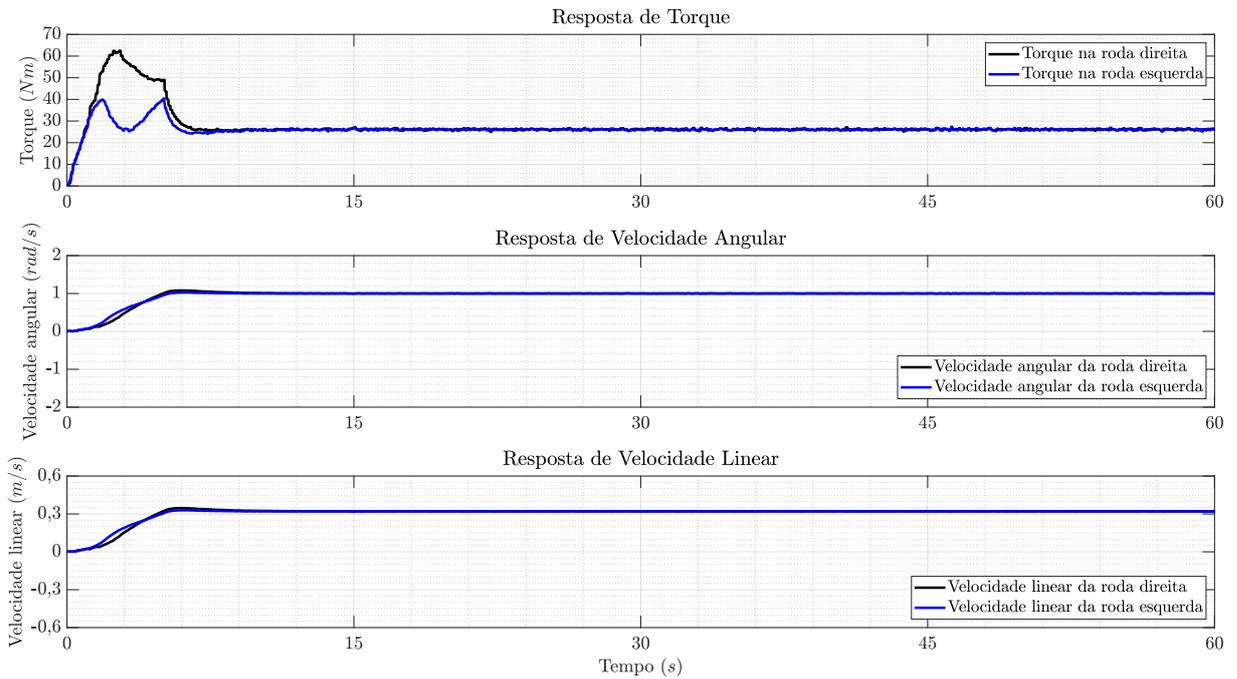
Figura 4.45 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de -90° de ambas as rodas castor

Fonte: autor

Figura 4.46 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de -90° da castor direita e de $+90^\circ$ da castor esquerda

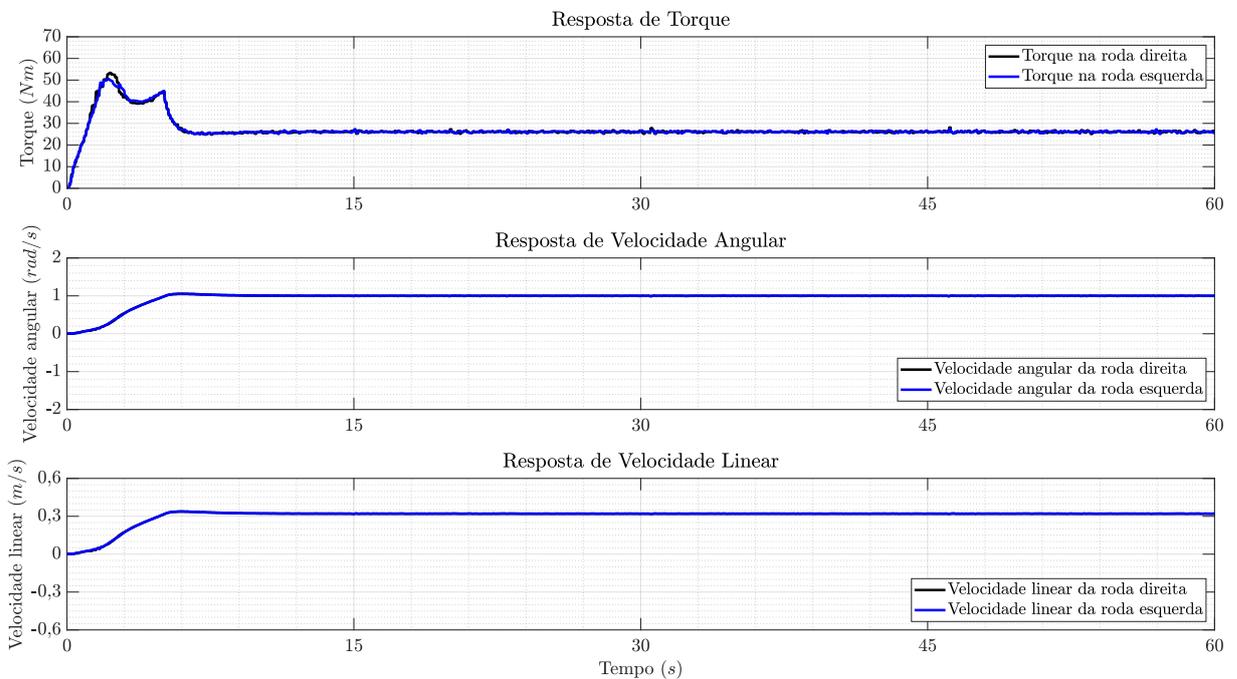
Fonte: autor

Figura 4.47 – Torque e velocidade para deslocamento com ambas as rodas castor a $+90^\circ$



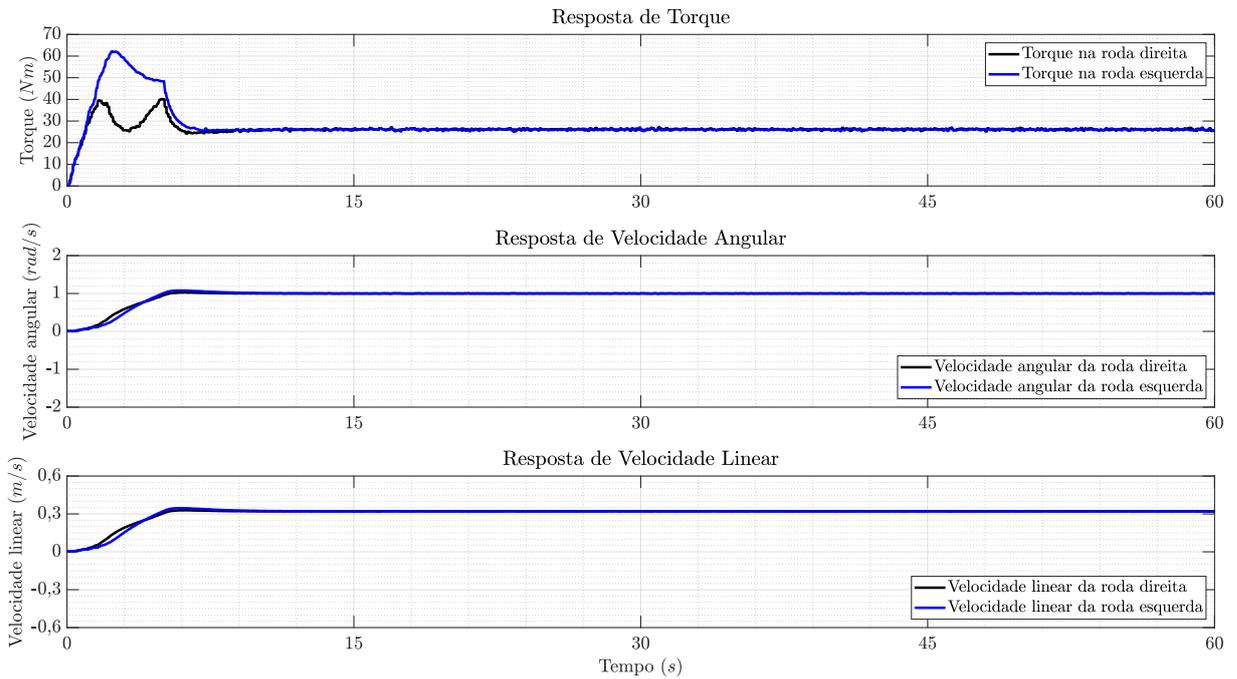
Fonte: autor

Figura 4.48 – Torque e velocidade para deslocamento com castor direita a $+90^\circ$ e castor esquerda a -90°



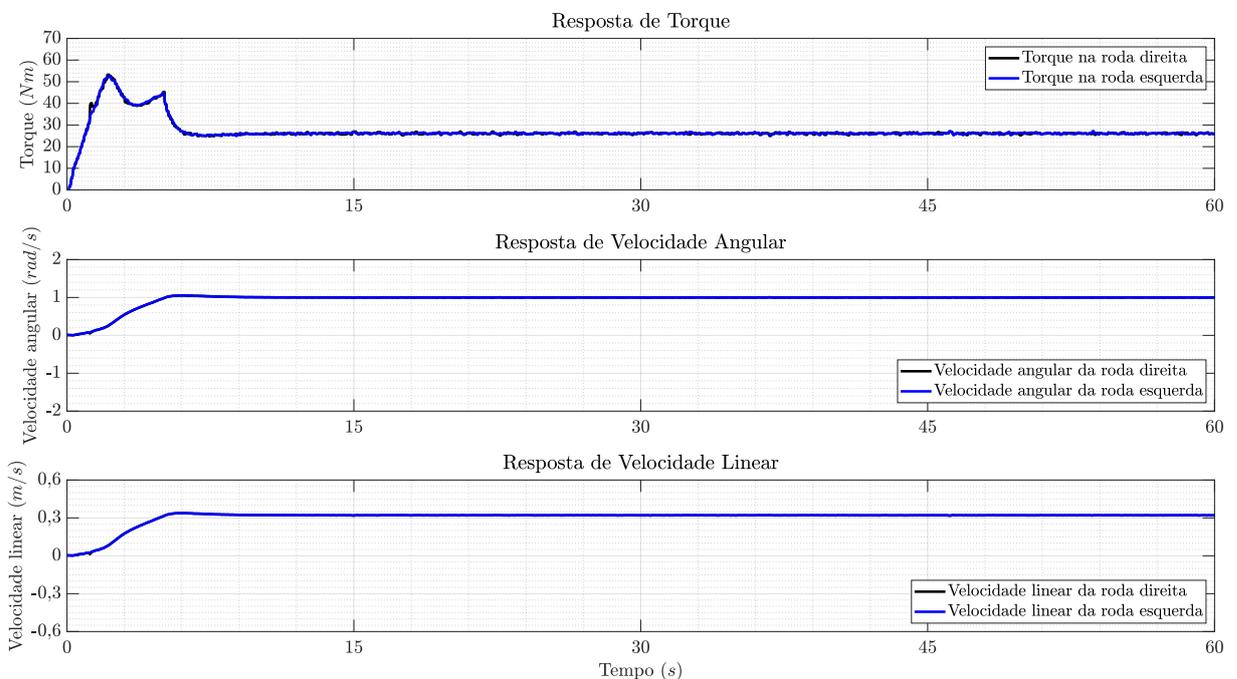
Fonte: autor

Figura 4.49 – Torque e velocidade para deslocamento com ambas as rodas castor a -90°



Fonte: autor

Figura 4.50 – Torque e velocidade para deslocamento com castor direita a -90° e castor esquerda a $+90^\circ$

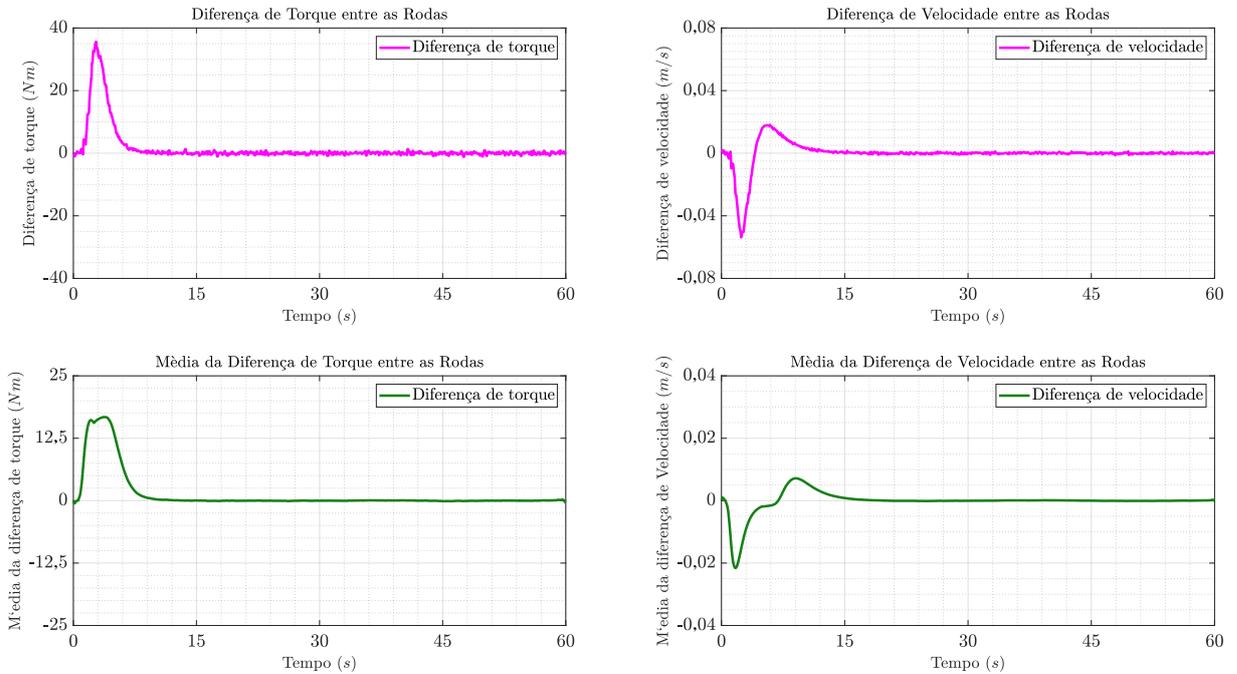


Fonte: autor

Para cada situação de desalinhamento de 90° de ambas as rodas castor, foram medidas as diferenças residuais de torque, à direita, e de velocidade, à esquerda, entre as rodas motrizes, conforme Figuras 4.51,4.52,4.53 e 4.54. Um filtro de média móvel com 10000 amostras, correspondendo a um tempo de 5 segundos para o torque, e com 100

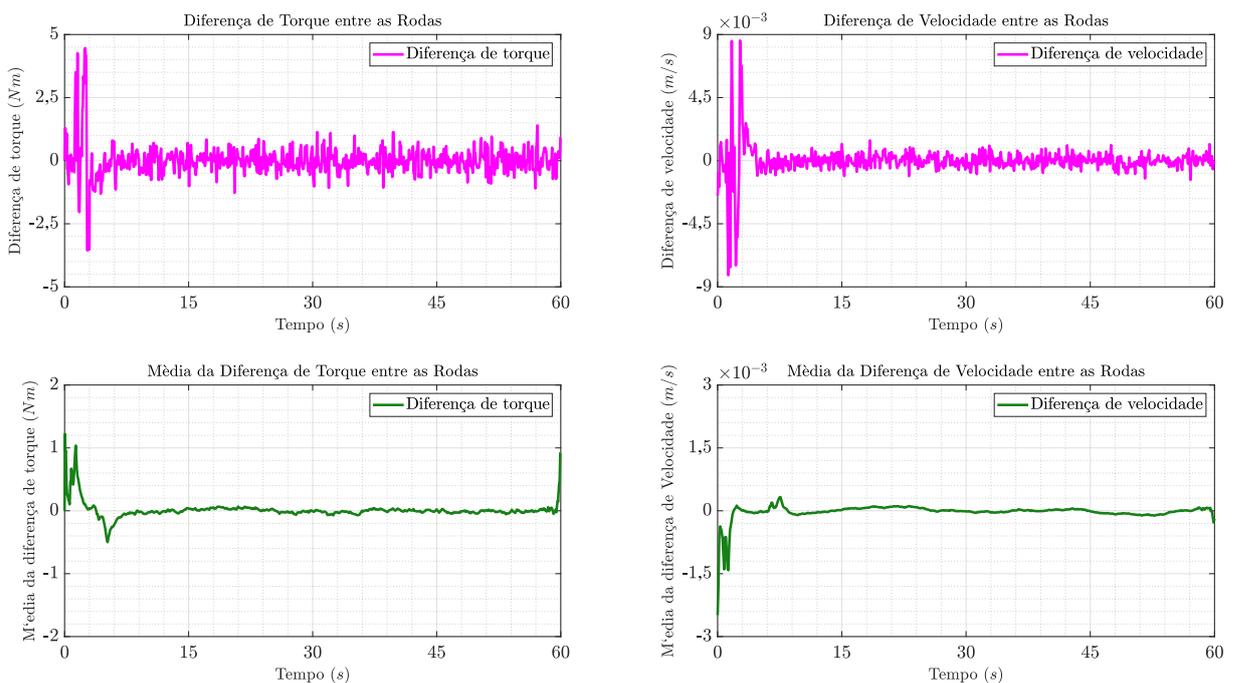
amostras, correspondendo a um tempo de 10 segundos para a velocidade, é usado para a análise das diferenças das grandezas conforme os gráficos apresentados inferiormente, para cada situação.

Figura 4.51 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com ambas as rodas castor desalinhadas de $+90^\circ$



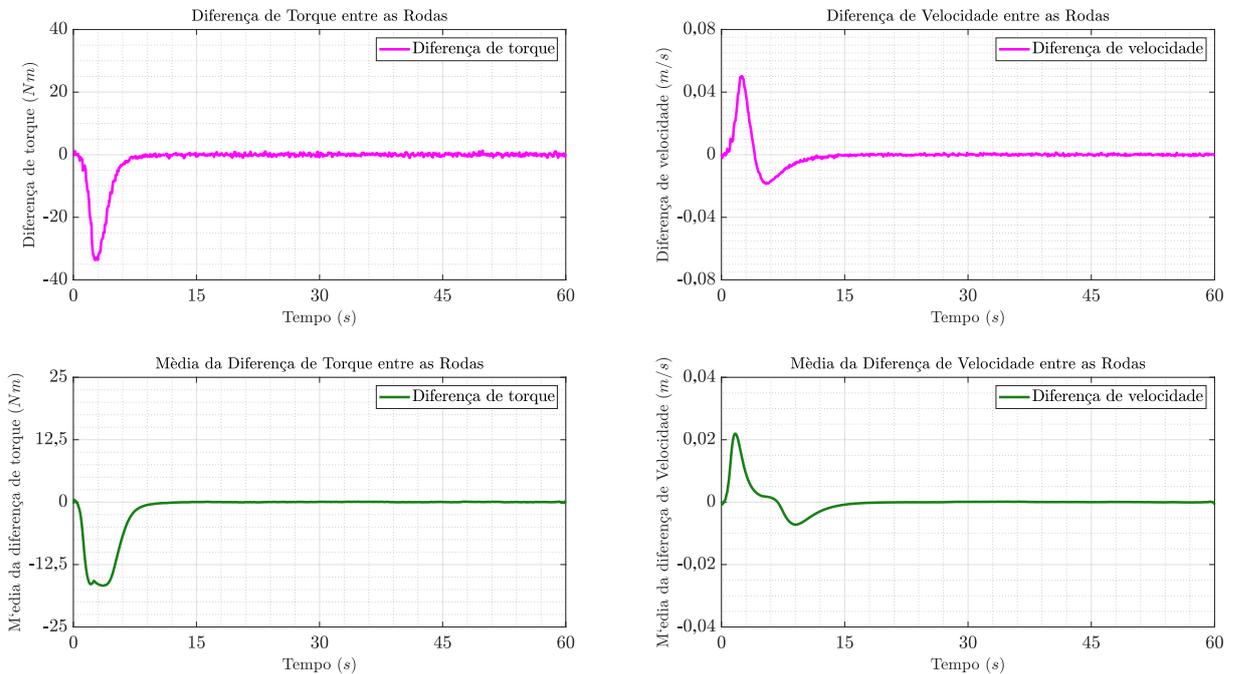
Fonte: autor

Figura 4.52 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com castor direita a $+90^\circ$ e castor esquerda a -90°



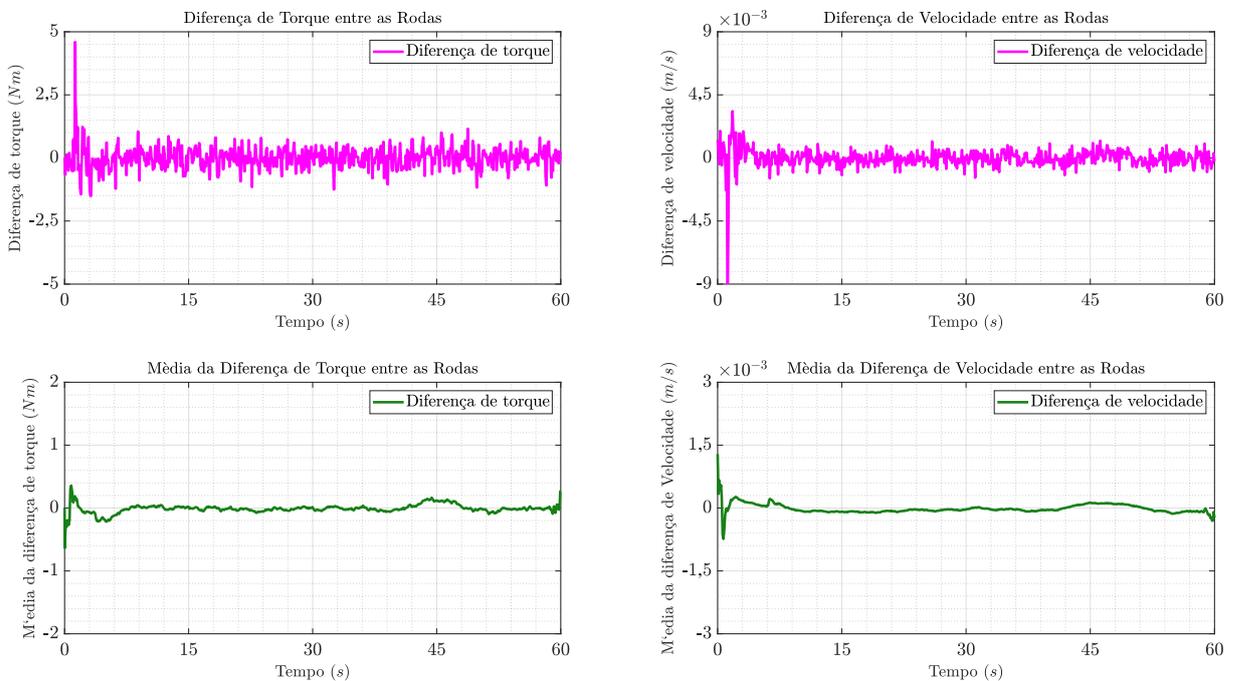
Fonte: autor

Figura 4.53 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com ambas as rodas castor desalinhadas de -90°



Fonte: autor

Figura 4.54 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com castor direita a -90° e castor esquerda a $+90^\circ$



Fonte: autor

As Figuras 4.51,4.52,4.53 e 4.54 permitem tirar as mesmas conclusões já discutidas na Seção 4.5.2.1. Na situação em que os desalinhamentos simultâneos são em direções angulares opostas, é possível notar que as instabilidades geradas ao início do

movimento se compensam, reduzindo o desvio indesejado.

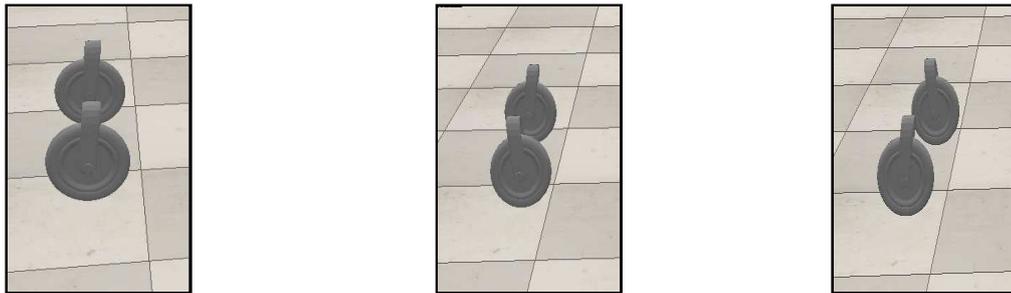
4.5.2.3 Desalinhamentos acima de 90° entre as rodas castor

Esta seção tem por objetivo avaliar o comportamento do veículo para situações em que as rodas dianteiras possuem maior desalinhamento com o sentido do movimento. O foco é avaliar como os controles de velocidade e torque se comportam sob situações em que podem ocorrer instabilidade do movimento do veículo.

Nesse contexto, provocou-se inicialmente um desalinhamento de 180° em ambas as rodas castor e, posteriormente, este mesmo desalinhamento em apenas uma das rodas. Verificou-se como o controlador de velocidade das rodas motrizes age para gerar o torque necessário tirando o veículo da inércia e alinhando a roda castor com o sentido do movimento. A Figura 4.55 mostra as configurações de teste.

Figura 4.55 – Configurações possíveis para desalinhamento de 180° das rodas castor

(a) Ambas as castor desalinhadas de 180° (b) Castor direita desalinhada de 180° (c) Castor esquerda desalinhada de 180°



Fonte: autor

As três situações mencionadas na Figura 4.55 são simuladas para uma referência de velocidade de 1 rad/s e os desvios são avaliados. Como já ressaltado, estas condições representam uma situação mais severa, visto que a exigência de torque para movimentar o veículo e alinhar as rodas dianteiras é a máxima possível. A Figura 4.56 mostra a operação do veículo para os casos propostos na Figura 4.55.

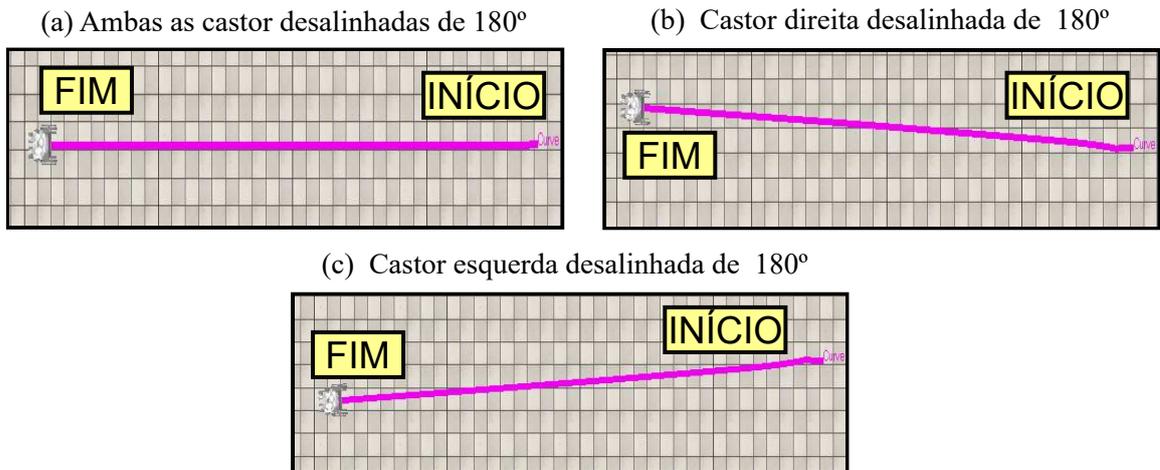
A Tabela 4.7 mostra as posições finais da cadeira de rodas para cada uma das situações simuladas.

Tabela 4.7 – Posição final da cadeira de rodas para deslocamentos com rodas castor desalinhadas de 180°

Configuração da roda castor	Posição Final X (m)	Posição Final Y (m)
Ambas as castor desalinhadas de 180°	18,2887	0,0143
Castor direita desalinhada de 180°	18,2718	-0,8204
Castor esquerda desalinhada de 180°	18,2699	0,8855

Fonte: Autor

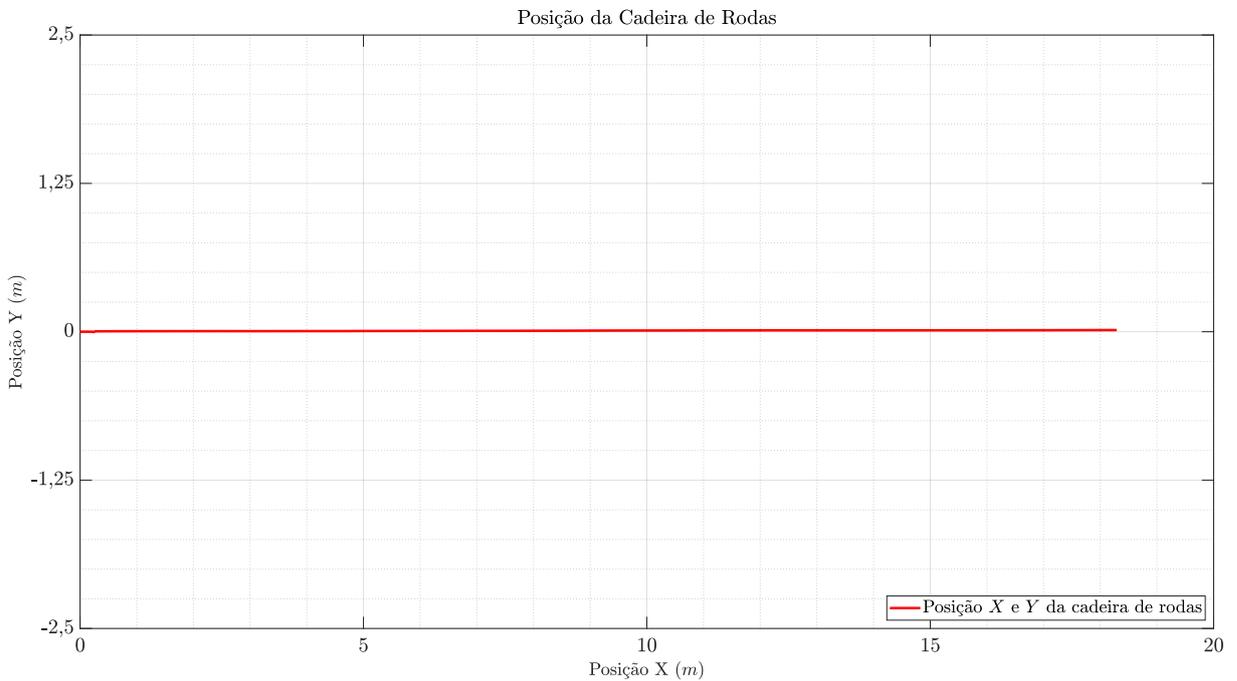
Figura 4.56 – Condição de deslocamento com desalinhamento de 180° das rodas castor



Fonte: autor

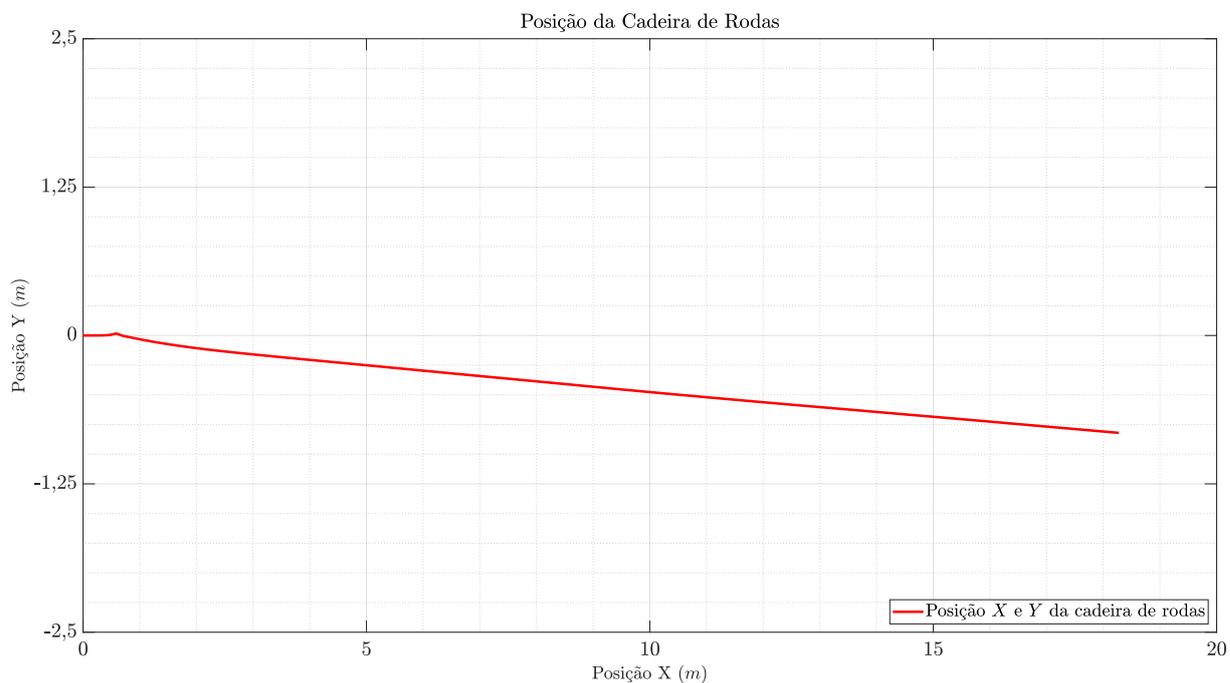
As Figuras 4.57, 4.58 e 4.59 mostram as posições X e Y em metros do veículo ao longo do tempo para deslocamento com as rodas castor desalinhadas de 180° com o movimento.

Figura 4.57 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de 180° de ambas as rodas castor



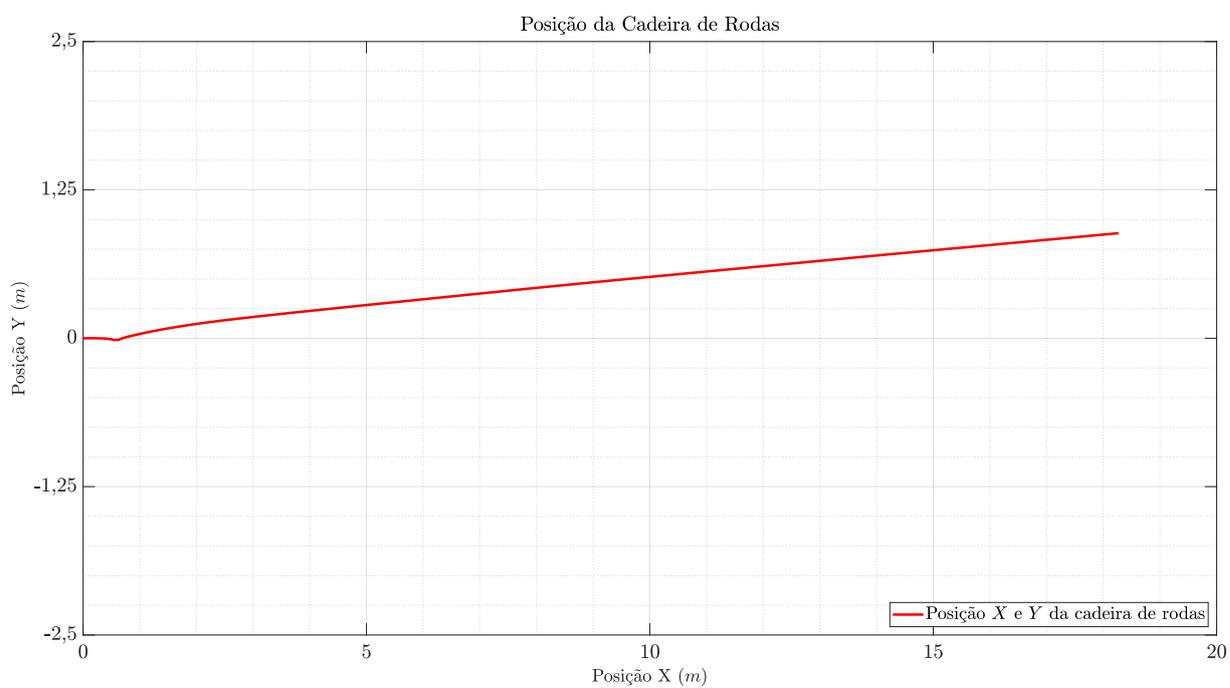
Fonte: autor

Figura 4.58 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de 180° da roda castor direita



Fonte: autor

Figura 4.59 – Posição em metros da cadeira de rodas para deslocamento com desalinhamento de 180° da roda castor esquerda



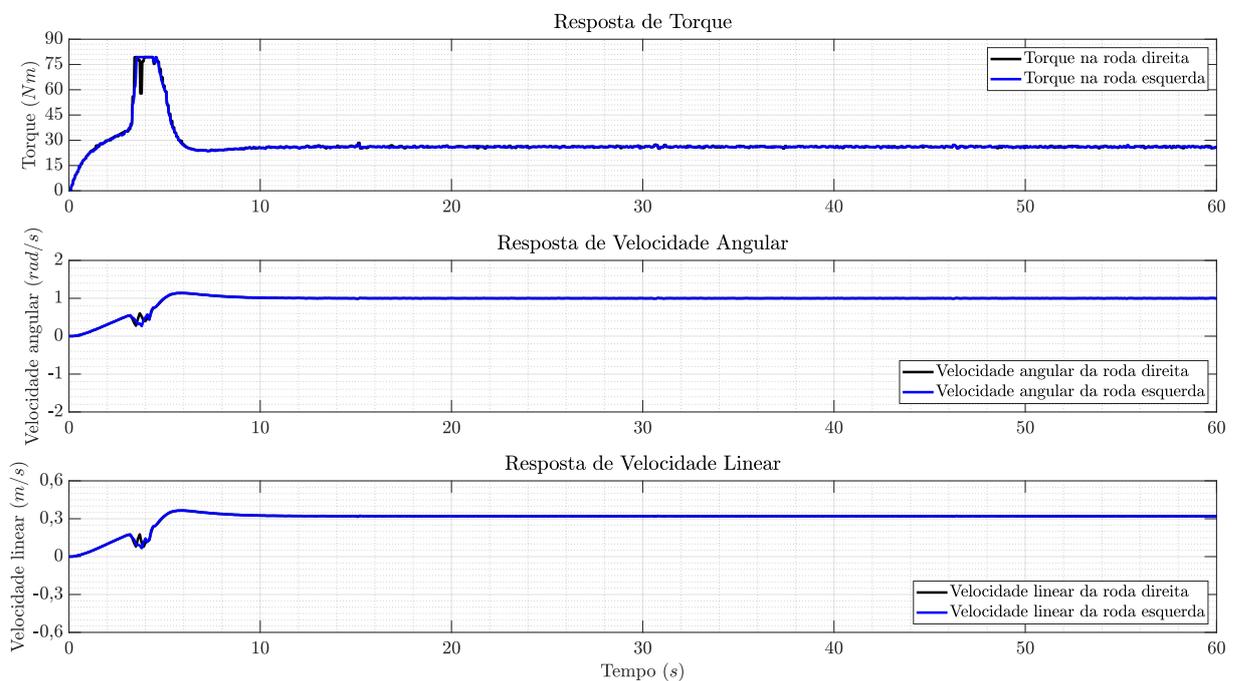
Fonte: autor

Da análise da Tabela 4.7 e das Figuras 4.57, 4.58 e 4.59 é possível perceber que a situação mais crítica ocorre quando pelo menos uma das rodas castor encontra-se desalinhada de 180° com o sentido do movimento. O erro de trajetória nesta situação foi da ordem de 0,8 m. É possível perceber que a situação menos crítica ocorre quando ambas as rodas castor encontram-se desalinhadas de 180° , o desvio observado é da ordem de 1 cm, mesmo com um elevado torque de partida, e é decorrente do esforço conjunto e simultâneo das duas rodas motrizes de reconfigurarem as direções de suas respectivas rodas dianteiras.

Vale acrescentar que esta condição de simulação é de forte instabilidade e não é tão claro prever a dinâmica inicial de movimentação do veículo de forma determinística, visto que uma combinação aleatória de fenômenos será responsável por governar a dinâmica de velocidade e torque nos primeiros segundos do deslocamento.

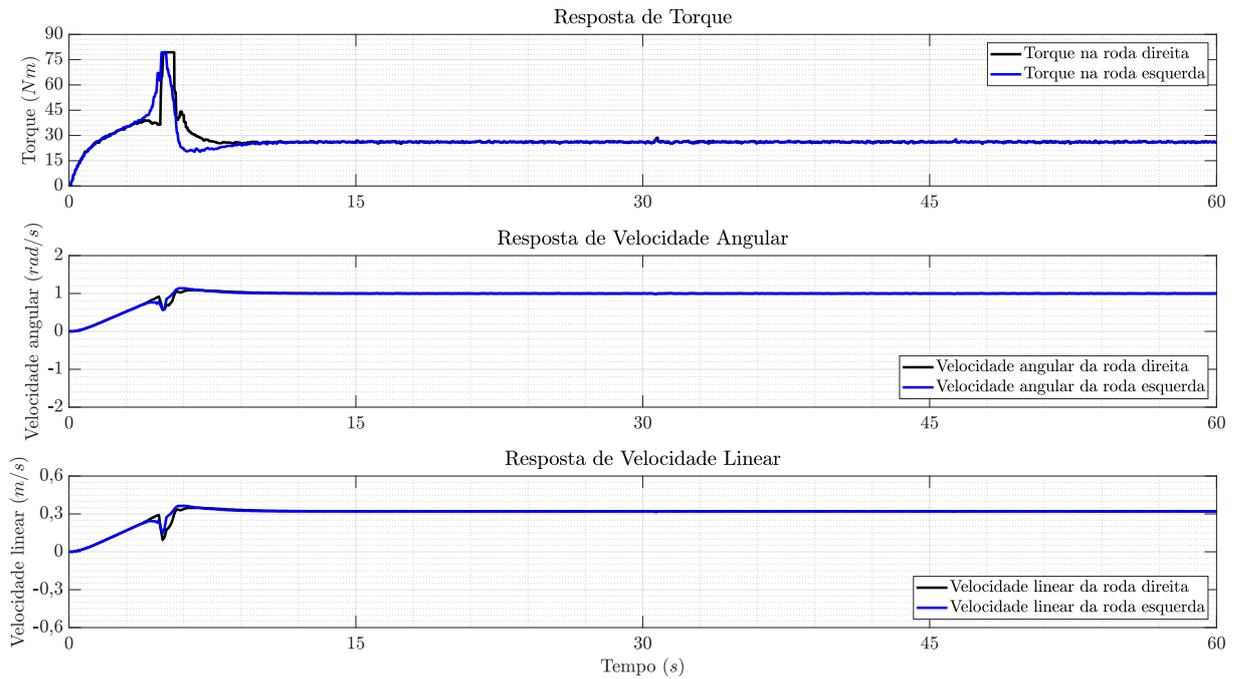
As Figuras 4.60, 4.61 e 4.62 mostram as respostas de torque, velocidade angular e velocidade linear de cada uma das rodas do veículo, para os casos analisados, em que ambas as rodas castor, ou uma delas, encontram-se desalinhadas de 180° .

Figura 4.60 – Torque e velocidade para deslocamento com ambas as rodas castor a 180°



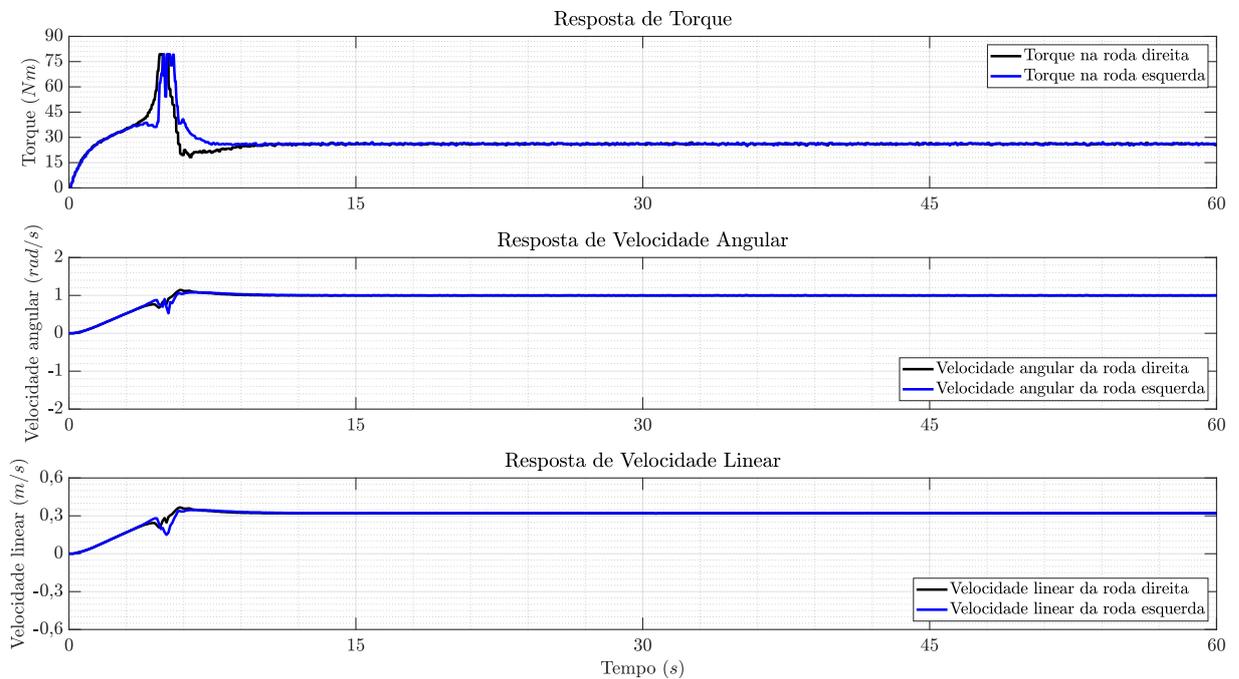
Fonte: autor

Figura 4.61 – Torque e velocidade para deslocamento com roda castor direita a 180°



Fonte: autor

Figura 4.62 – Torque e velocidade para deslocamento com roda castor esquerda a 180°

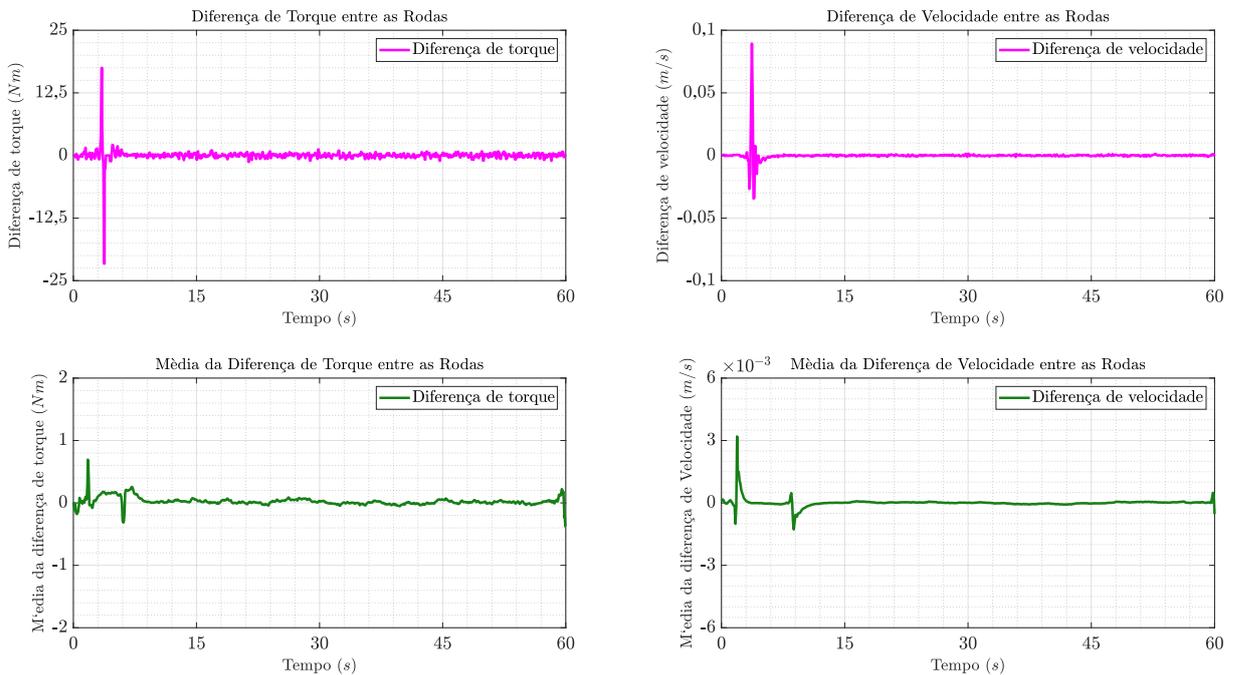


Fonte: autor

É possível avaliar pelas Figuras 4.60, 4.61 e 4.62 que a condição transitória de torque atinge um determinado patamar de saturação que caracteriza a pior condição de partida que o controlador consegue regular sem que haja instabilidades do sistema e oscilações indesejáveis. Esta condição de torque implica que a exigência de corrente para retirar o veículo da inércia é máxima, nesta condição e, portanto, esta é uma condição de ensaio essencial para avaliar a eficiência dos controles projetados, bem como a capacidade dos motores.

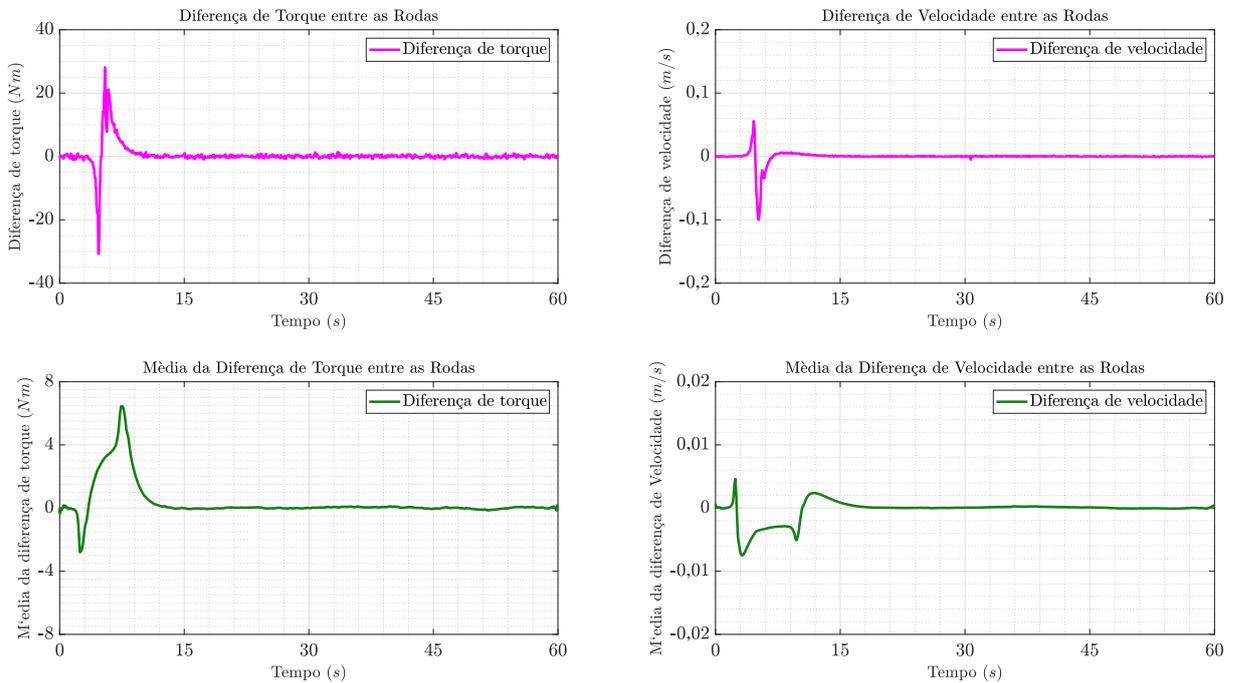
Para cada situação de desalinhamento de 180° das rodas castor, foram medidas as diferenças residuais de torque, à direita, e de velocidade, à esquerda, entre as rodas motrizes, conforme Figuras 4.63, 4.64 e 4.65. Um filtro de média móvel com 10000 amostras, correspondendo a um tempo de 5 segundos para o torque, e com 100 amostras, correspondendo a um tempo de 10 segundos para a velocidade, é usado para a análise das diferenças das grandezas conforme os gráficos apresentados inferiormente, para cada situação.

Figura 4.63 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com ambas as rodas castor desalinhadas de 180°



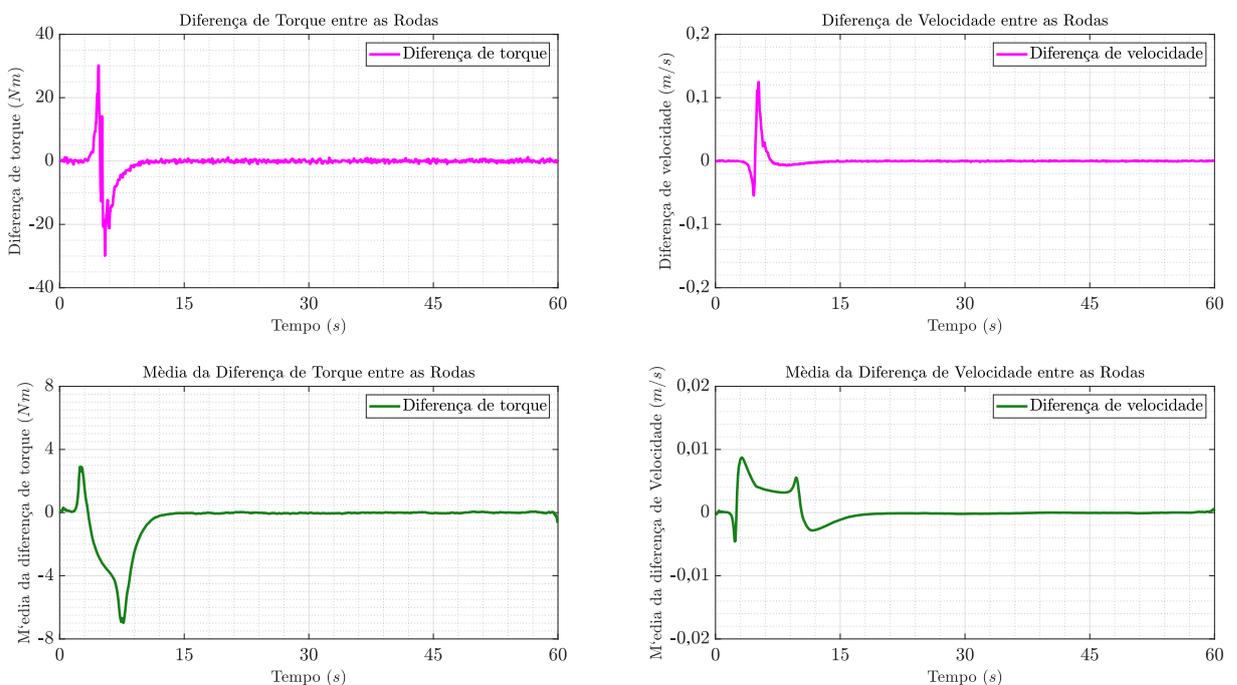
Fonte: autor

Figura 4.64 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com roda castor direita desalinhada de 180°



Fonte: autor

Figura 4.65 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com roda castor esquerda desalinhada de 180°



Fonte: autor

As conclusões observadas das Figuras 4.63, 4.64 e 4.65 são semelhantes às conclusões que já foram discutidas nas Seções 4.5.2.1 e 4.5.2.2.

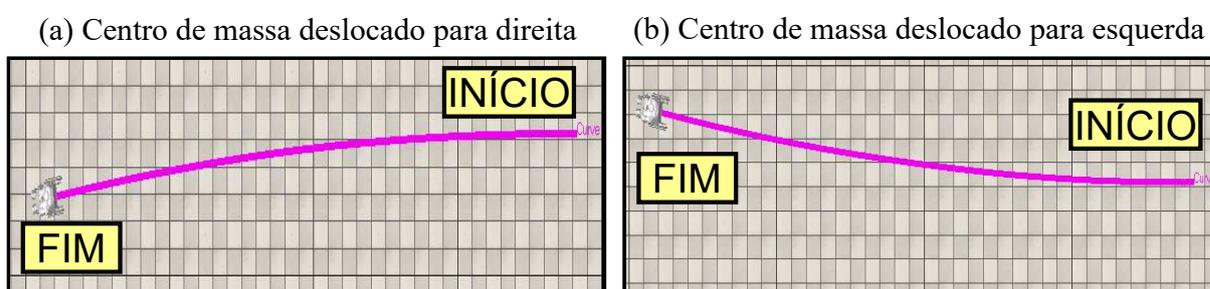
4.5.3 Operação com deslocamento do centro de massa

Neste caso, considera-se que o usuário da cadeira de rodas motorizada pode estar mal posicionado, fato que altera a distribuição de massas no veículo. Dessa forma, o lado que tiver a maior quantidade de massa concentrada produzirá uma maior força de contato no piso, exigindo maior torque do motor acoplado à roda para o deslocamento, fazendo com que o veículo desvie sua trajetória.

Para avaliar as condições de deslocamento do veículo, desloca-se o centro de massa do sistema de aproximadamente 0,1 m para os lados. A cadeira de rodas tende a fazer um movimento em arco, visto que a assimetria presente na distribuição das massas altera a configuração das reações normais no ponto de contato entre a roda e o piso e altera a força de atrito imposta a cada lado. Com isso, espera-se verificar um escorregamento maior no lado em que o contato com o piso é deficiente.

A Figura 4.66 mostra a condição de deslocamento do veículo com *setpoint* de velocidade de 1 rad/s, em ambas as rodas, para o caso em que o centro de massa é deslocado.

Figura 4.66 – Condição de movimento com centro de massa deslocado



Fonte: autor

A Tabela 4.8 mostra a posição final do veículo para condição de movimento com centro de massa deslocado.

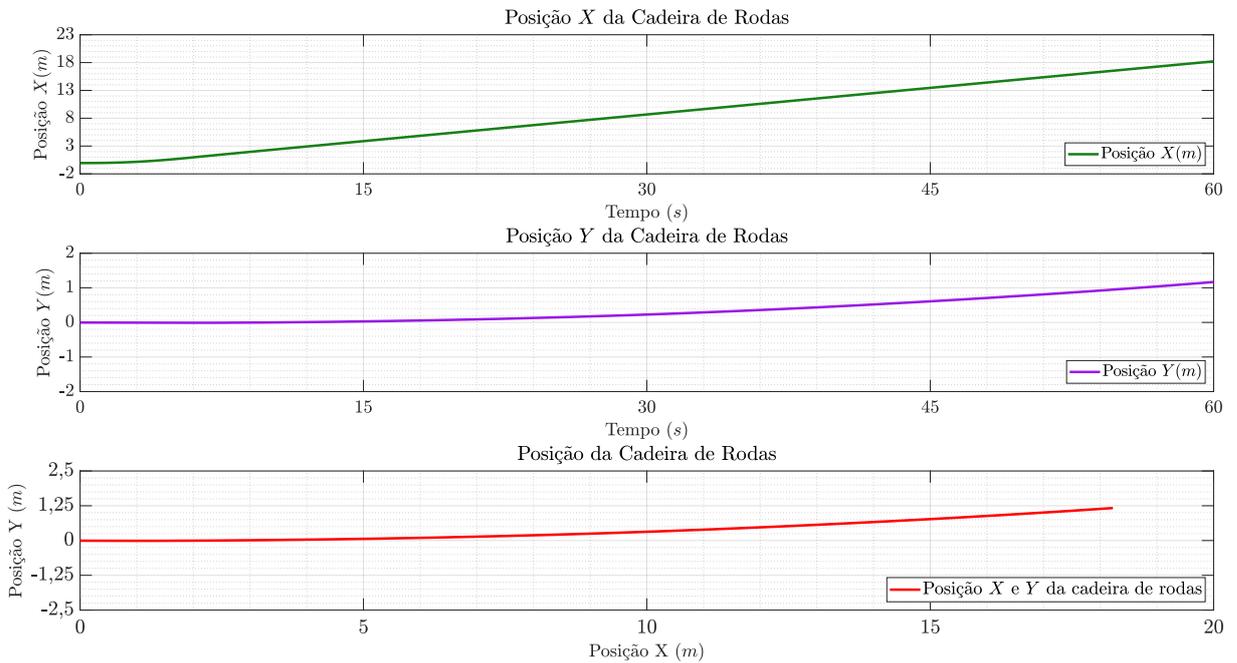
Tabela 4.8 – Posição final da cadeira de rodas para movimento com centro de massa deslocado

Condição do centro de massa	Posição Final X (m)	Posição Final Y (m)
Centro de massa deslocado para a direita	18,2226	1,1678
Centro de massa deslocado para a esquerda	18,1872	-1,4963

Fonte: Autor

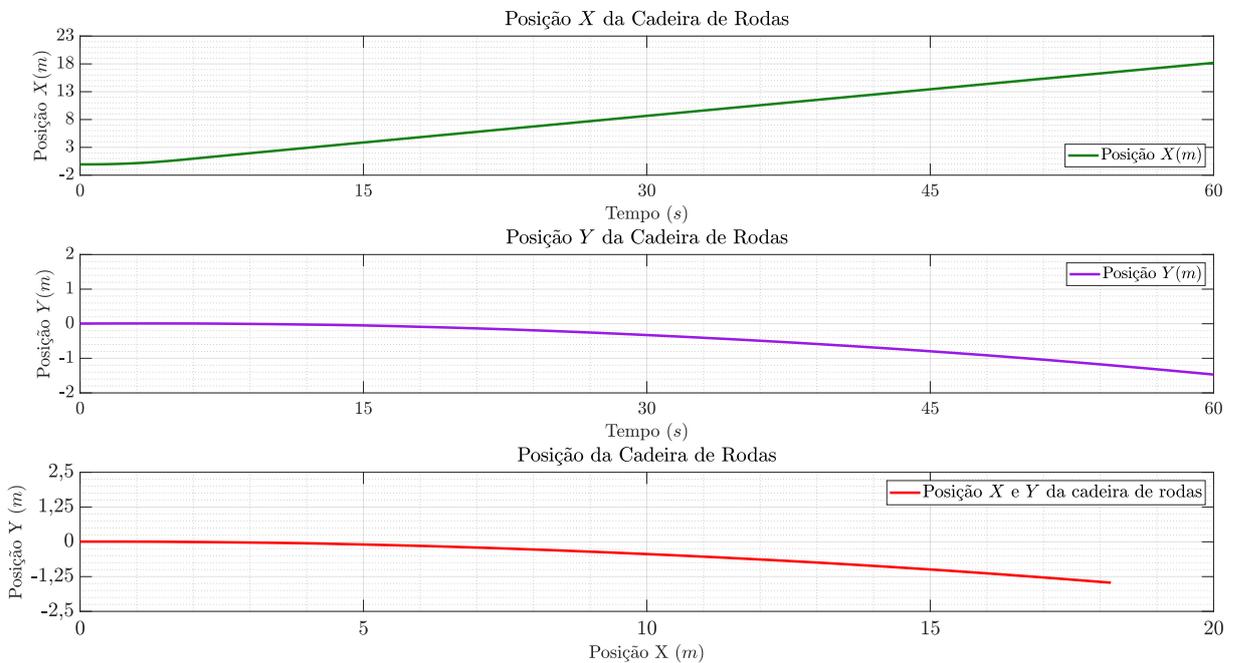
As Figuras 4.67 e 4.68 mostram a evolução das posições X e Y do veículo no tempo, bem como a posição espacial do mesmo em um sistema inercial de referências sob condição de centro de massa deslocado.

Figura 4.67 – Posição em metros da cadeira de rodas para movimento com centro de massa deslocado para a direita



Fonte: autor

Figura 4.68 – Posição em metros da cadeira de rodas para movimento com centro de massa deslocado para a esquerda

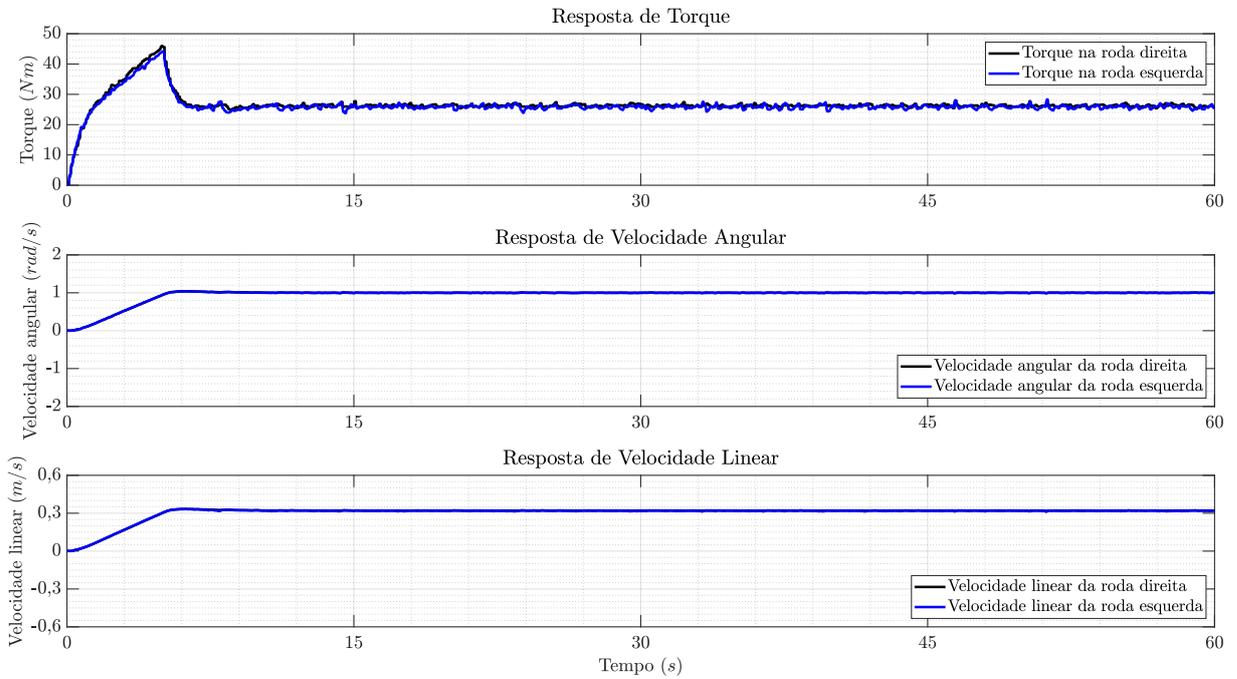


Fonte: autor

A análise da Tabela 4.8 e das Figuras 4.66, 4.67 e 4.68 permite concluir que o deslocamento do centro de massa contribui para gerar mais quantidade de movimento no lado onde a força de contato com o piso é favorecida.

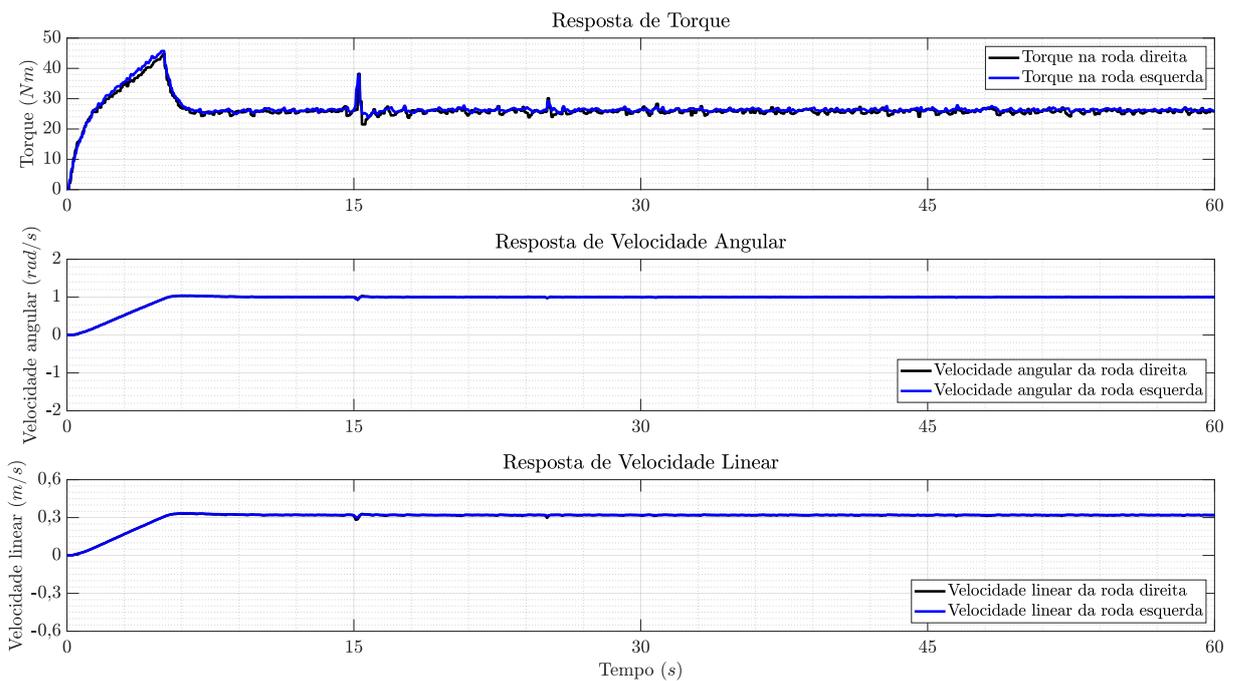
As Figuras 4.69 e 4.70 mostram as respostas de torque, velocidade angular e velocidade linear das rodas do veículo, para o caso de movimento com centro de massa deslocado.

Figura 4.69 – Torque e velocidade para movimento com centro de massa deslocado para a direita



Fonte: autor

Figura 4.70 – Torque e velocidade para movimento com centro de massa deslocado para a esquerda



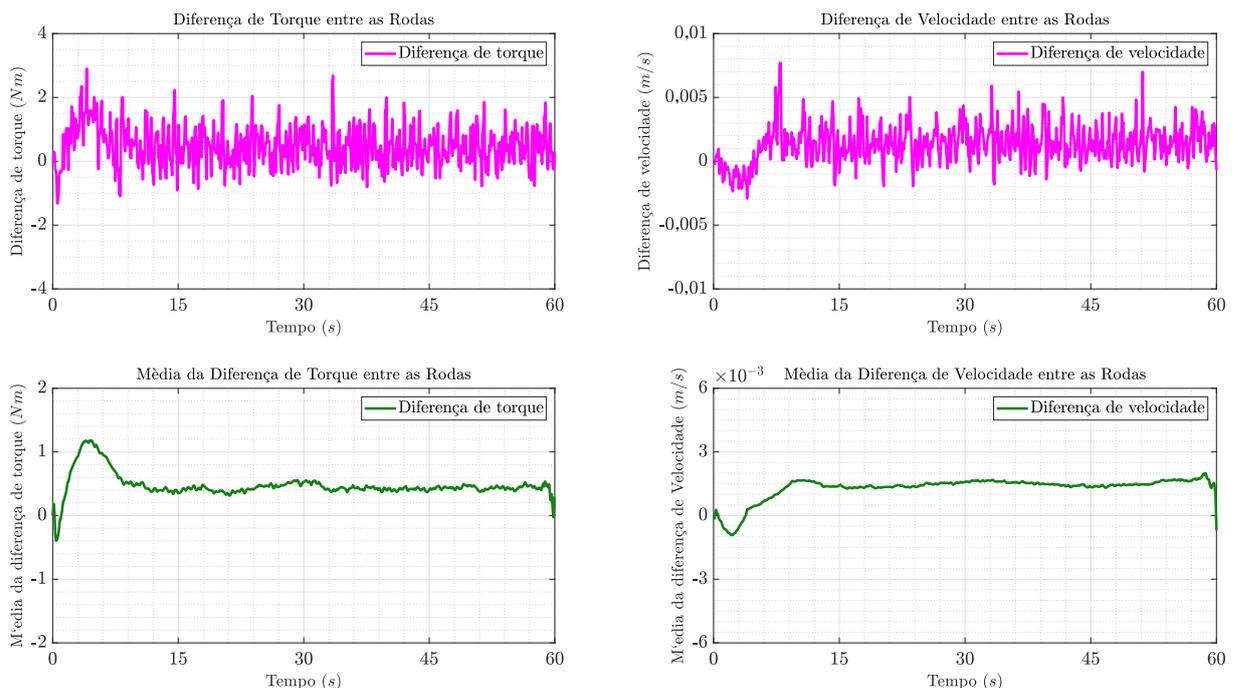
Fonte: autor

Da análise das Figuras 4.69 e 4.70 não fica tão claro concluir o motivo de um desvio tão relevante de trajetória durante o movimento, pois as respostas de torque e velocidade aparentam convergir para um mesmo valor em regime permanente. Entretanto, as condições de escorregamento da roda que encontra-se no lado do veículo com menor massa concentrada podem provocar diferenças pontuais de torque, bem como de velocidade, que são suficientes para gerar uma trajetória em arco do veículo. Assim, as análises dos resíduos de torque e velocidade entre as rodas se faz necessária para quantificar quais os níveis de diferença entre estas grandezas que provocam desvios proeminentes de trajetória.

As Figuras 4.71 e 4.72 mostram as diferenças residuais de torque, à esquerda, e velocidade, à direita, entre as rodas para operação com centro de massa deslocado. Um filtro de média móvel com 10000 amostras, correspondendo a um tempo de 5 segundos para o torque, e com 100 amostras, correspondendo a um tempo de 10 segundos para a velocidade, é usado para a análise das diferenças das grandezas conforme os gráficos apresentados inferiormente.

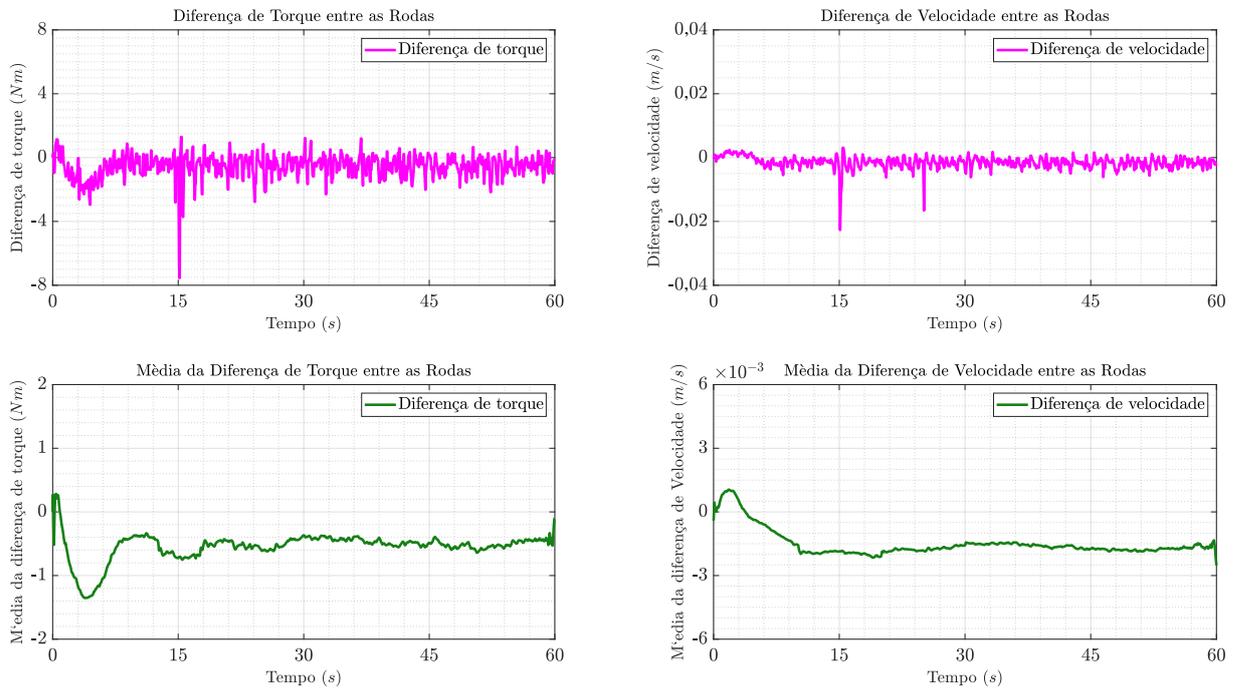
Da análise das Figuras 4.71 e 4.72 fica claro que existe um torque residual que tende a desviar o veículo para o lado cuja concentração de massa é maior e com isso conclui-se que pequenas diferenças de torque existentes entre as rodas do veículo e o piso já são suficientes para causar desequilíbrios na trajetória.

Figura 4.71 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com centro de massa deslocado para a direita



Fonte: autor

Figura 4.72 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com centro de massa deslocado para a esquerda



Fonte: autor

4.5.4 Operação com diferença de atrito entre os pneus

Neste caso, quando houver diferença de atrito entre as rodas do veículo, espera-se que o lado sujeito ao menor atrito deslize mais em relação ao lado de maior atrito, pois as forças de contato são proporcionais ao coeficiente de atrito do pneu com o piso. Nesta condição, a roda que ficará sujeita ao deslizamento moverá diferentemente da roda sujeita a condições normais de atrito, desviando a trajetória do veículo.

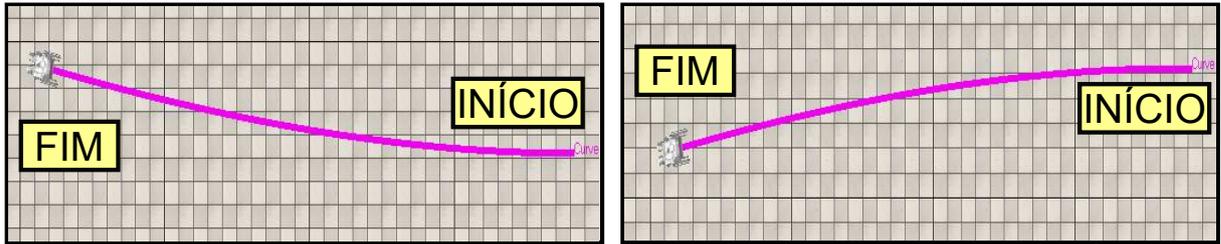
São feitos dois testes: o primeiro consistindo em manter o coeficiente de atrito do lado direito em $\mu_r = 0,2$ e o coeficiente de atrito do lado esquerdo em $\mu_l = 1$, e o segundo trocando-se estas ordens.

Vale ressaltar que estes valores para o coeficiente de atrito μ não possuem, necessariamente, significado físico equivalente ao que ocorre na realidade, ou seja, não representam uma possível superfície física pelo qual o veículo possa estar se locomovendo com o seu valor real de coeficiente. Com isso, trata-se apenas de um parâmetro de simulação com o objetivo de emular uma situação real.

Figura 4.73 – Condição de deslocamento com diferença de atrito entre os pneus

(a) Atrito: $\mu_r = 0,2$; $\mu_l = 1$

(b) Atrito: $\mu_r = 1$; $\mu_l = 0,2$

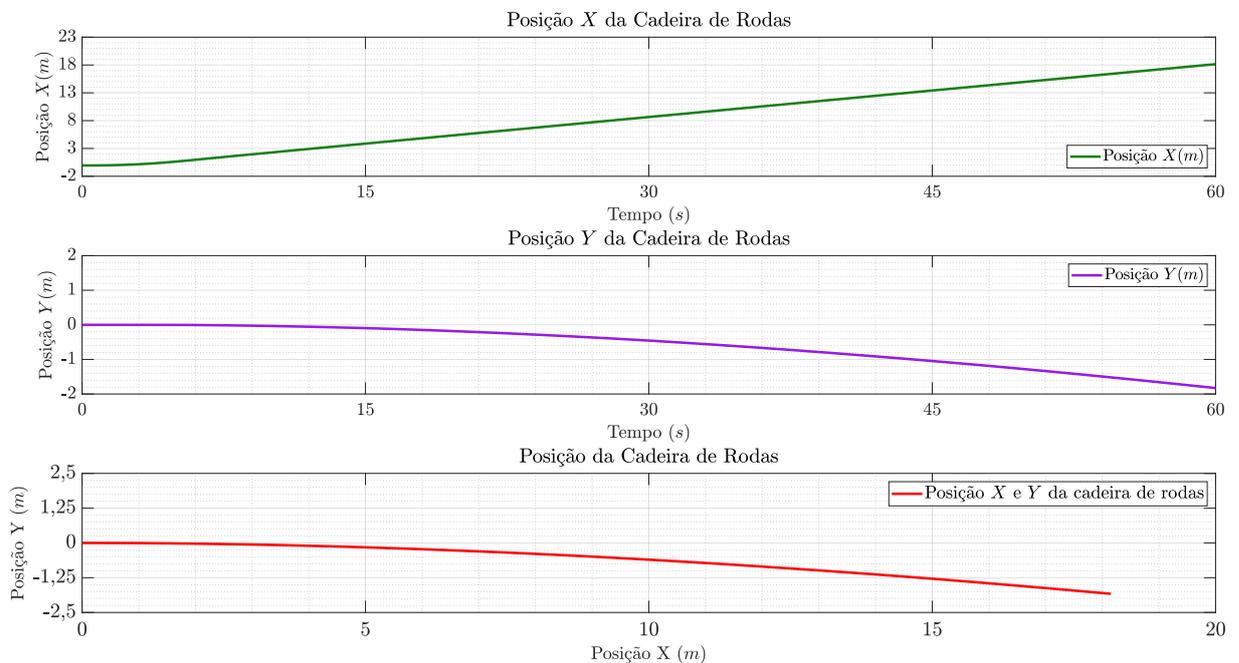


Fonte: autor

A Figura 4.73 mostra a condição de deslocamento do veículo com *setpoint* de velocidade de 1 rad/s, em ambas as rodas, para o caso de diferença de atrito entre as rodas.

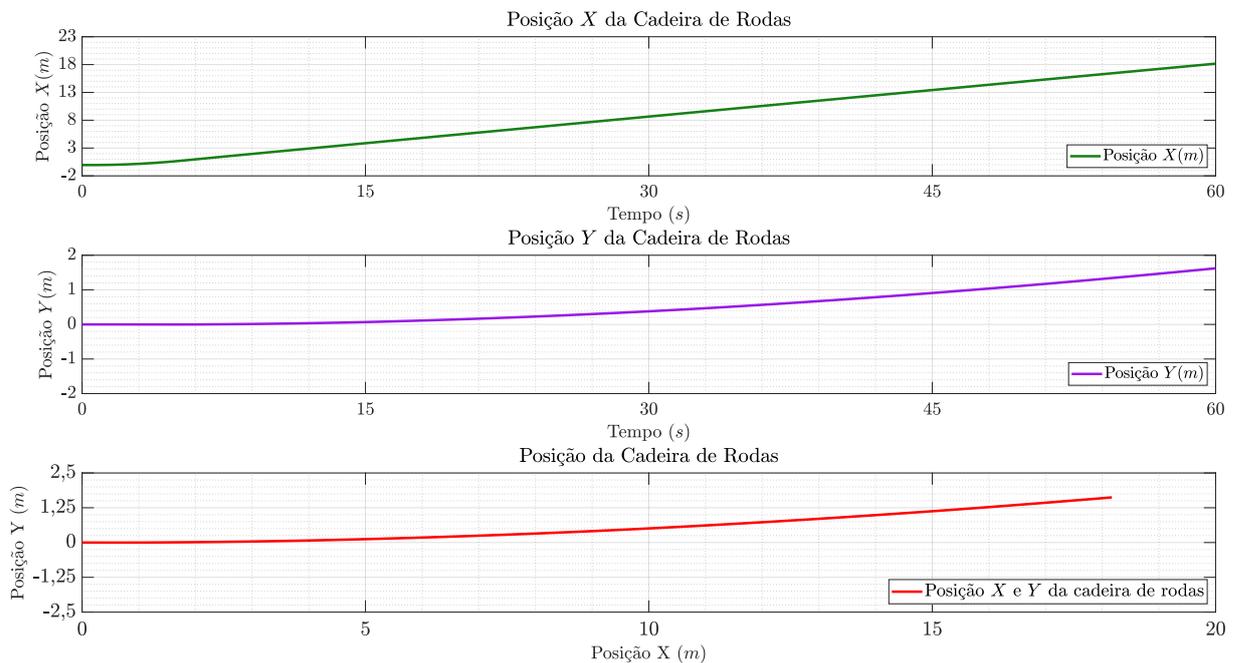
As Figuras 4.74 e 4.75 mostram a evolução das posições X e Y do veículo no tempo, bem como a posição espacial em um sistema inercial de referências sob condições em que os lados do veículo são submetidos a diferenças no coeficiente de atrito entre os pneus e o piso.

Figura 4.74 – Posição em metros da cadeira de rodas para movimento com diferença de atrito entre os pneus - $\mu_r = 0,2$ e $\mu_l = 1$



Fonte: autor

Figura 4.75 – Posição em metros da cadeira de rodas para movimento com diferença de atrito entre os pneus - $\mu_r = 1$ e $\mu_l = 0,2$



Fonte: autor

A análise das Figuras 4.74 e 4.75 permite observar que a característica da trajetória em arco, para o caso de operação com diferentes atritos entre as rodas, é semelhante ao resultado observado quando há deslocamento da posição do centro de massa do veículo, ou seja, um movimento em arco devido ao deslizamento observado nos pneus submetidos ao menor atrito. Estas duas condições se assemelham, visto que a força de atrito depende da reação normal na roda que é proporcional à quantidade de massa concentrada sobre os lados do veículo, bem como depende das características do piso que podem ser resumidas no seu coeficiente de atrito μ . Logo, modificando-se um parâmetro ou outro altera-se a força de atrito resultante no contato da roda com o piso, responsável por gerar deslocamento.

A Tabela 4.9 resume as características de posição do veículo para condição de movimento com diferença de atrito entre os pneus. Para cada linha da tabela, é mostrado o coeficiente de atrito submetido ao respectivo lado da cadeira, bem como as posições finais medidas.

A relação entre desvio de trajetória da cadeira de rodas e as diferenças de atrito entre as rodas do veículo segue uma dinâmica não linear, como pode ser verificado em estudos sobre o comportamento das forças de atrito em pneus, encontrados em trabalhos tais como em (PACEJKA, 2005), (BAKKER *et al.*, 1987) e (PACEJKA; BESSELINK, 1997).

Tabela 4.9 – Posição final da cadeira de rodas para movimento com diferentes atritos entre os pneus e o piso

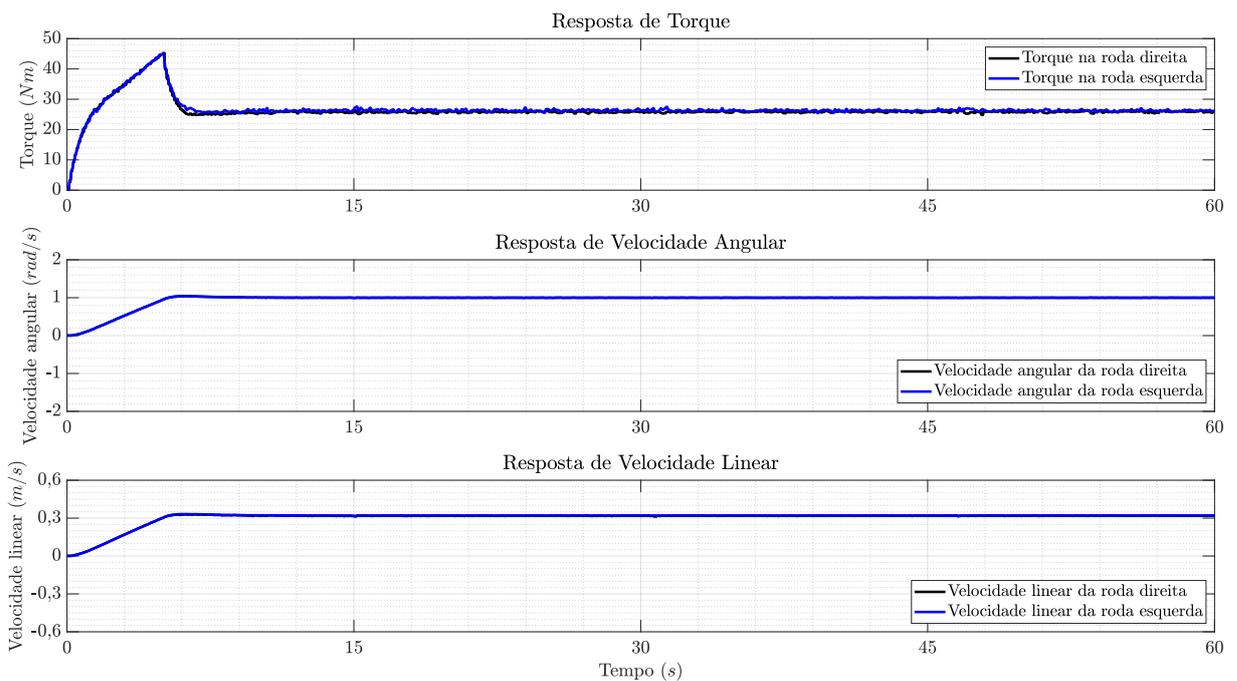
Atrito direito μ_r	Atrito esquerdo μ_l	Posição Final X (m)	Posição Final Y (m)
0,2	1	18,1478	-1,8290
1	0,2	18,1680	1,6222

Fonte: Autor

As Figuras 4.69 e 4.70 mostram as respostas de torque, velocidade angular e velocidade linear de cada uma das rodas do veículo, para o caso de movimento com diferença de atrito entre os pneus.

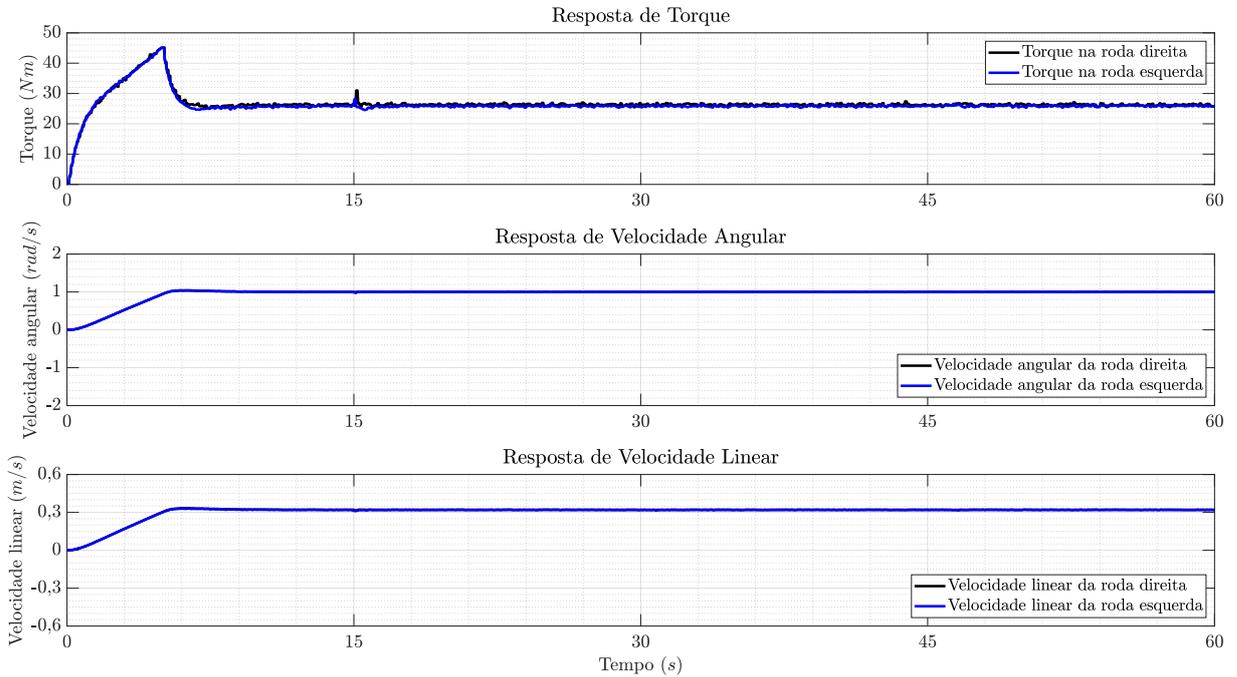
Como no caso em que havia deslocamento da posição do centro de massa do veículo, visto na Seção 4.5.3, aqui também torna-se difícil de avaliar as causas de um desvio de trajetória apenas observando os resultados das Figuras 4.76 e 4.77. Com isso, recorre-se às diferenças entre as grandezas das rodas de ambos os lados do veículo.

As Figuras 4.78 e 4.79 mostram as diferenças residuais de torque, à esquerda, e velocidade, à direita, entre as rodas para diferença de atrito entre os pneus. Um filtro de média móvel com 10000 amostras, correspondendo a um tempo de 5 segundos para o torque, e com 100 amostras, correspondendo a um tempo de 10 segundos para a velocidade, é usado para a análise das diferenças das grandezas conforme os gráficos inferiores.

Figura 4.76 – Torque e velocidade para deslocamento com diferença de atrito entre os pneus - $\mu_r = 0,2$ e $\mu_l = 1$ 

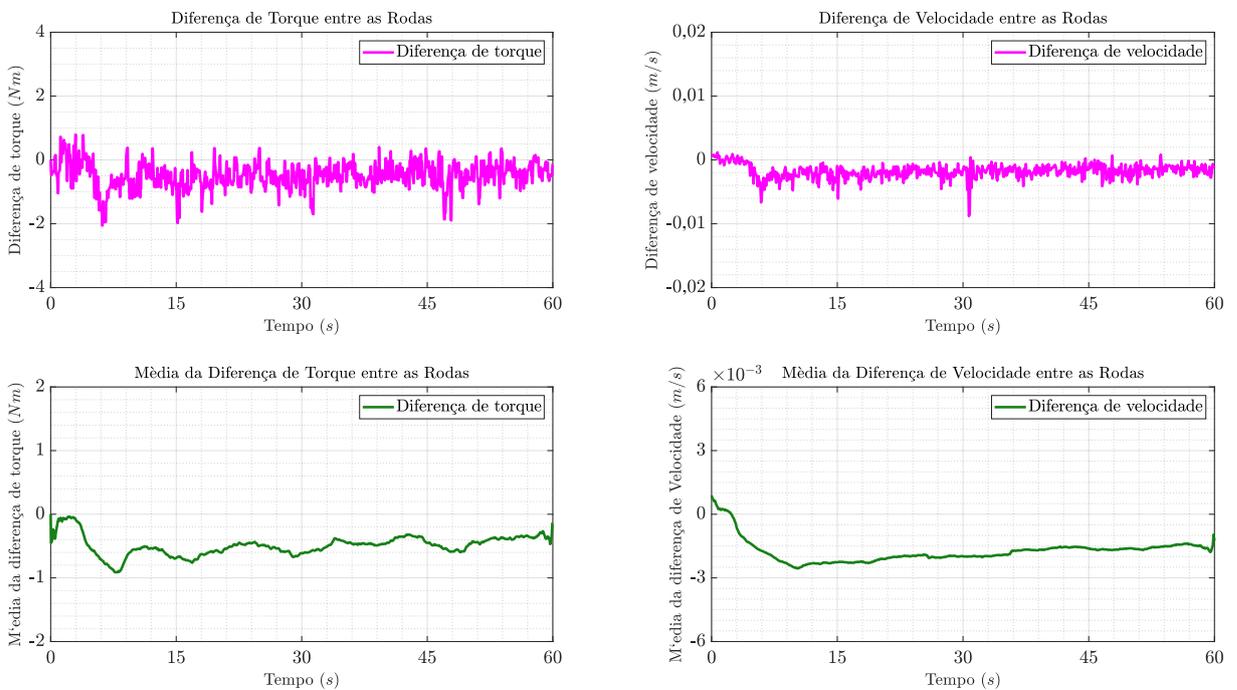
Fonte: autor

Figura 4.77 – Torque e velocidade para deslocamento com diferença de atrito entre os pneus - $\mu_r = 1$ e $\mu_l = 0,2$



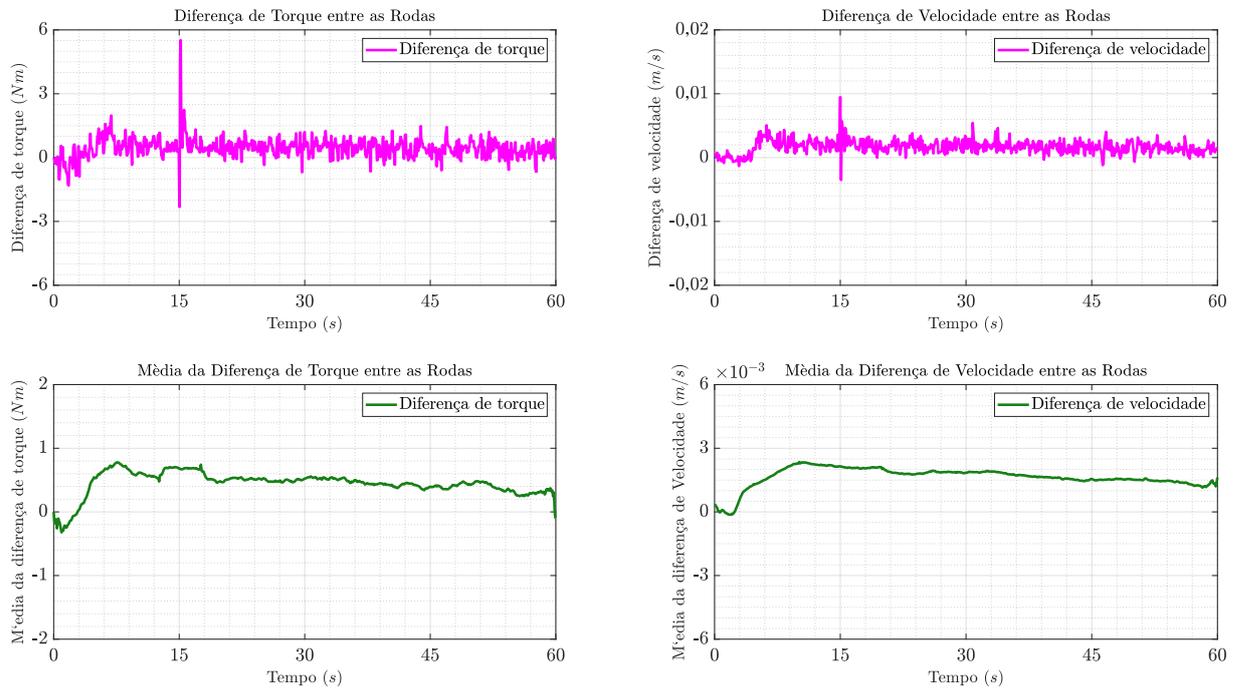
Fonte: autor

Figura 4.78 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com diferença de atrito entre os pneus - $\mu_r = 0,2$ e $\mu_l = 1$



Fonte: autor

Figura 4.79 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com diferença de atrito entre os pneus - $\mu_r = 1$ e $\mu_l = 0,2$



Fonte: autor

Da análise das Figuras 4.78 e 4.79 o torque residual existente é responsável por gerar o movimento em arco. Isto implica que mesmo as características dinâmicas da cadeira de rodas encontrando-se em perfeita simetria, as condições ambientais podem alterar a trajetória.

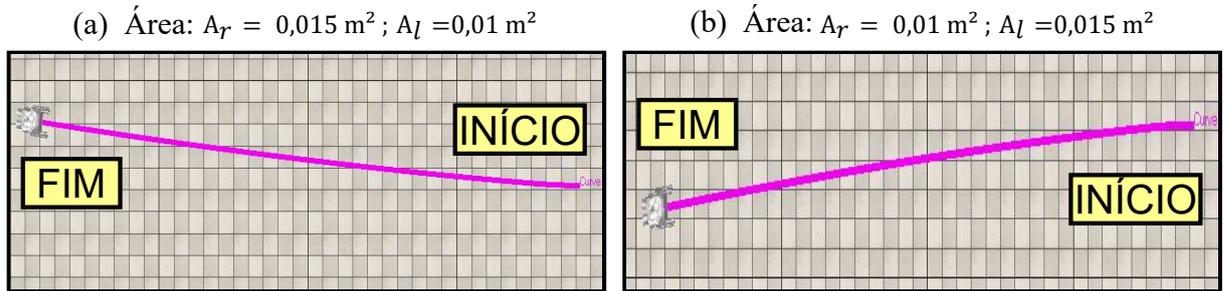
4.5.5 Operação com diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso

Neste caso, as rodas podem ser submetidas a diferentes coeficientes de rigidez, como por exemplo, um dos pneus mais cheio que o outro. Diferentes deformações do pneu em contato com o solo modificam as propriedades de deslocamento da roda. Mais informações sobre rigidez em materiais podem ser encontradas em (HIBBELER, 2010) e em (DU *et al.*, 2017).

Para emular esta condição modificou-se a área de contato entre a roda e o piso, simulando o caso em que um pneu com menor pressão deforma-se mais em relação ao outro. Foram realizadas duas simulações em que as áreas de contato entre os pneus direito e esquerdo A_r e A_l , respectivamente, com o piso são configuradas entre valores de $1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ e $1,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ inicialmente com o valor maior no pneu direito e posteriormente com o valor maior no pneu esquerdo.

A Figura 4.80 mostra a condição de deslocamento do veículo com *setpoint* de velocidade de 1 rad/s, em ambas as rodas.

Figura 4.80 – Condição de deslocamento com diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso

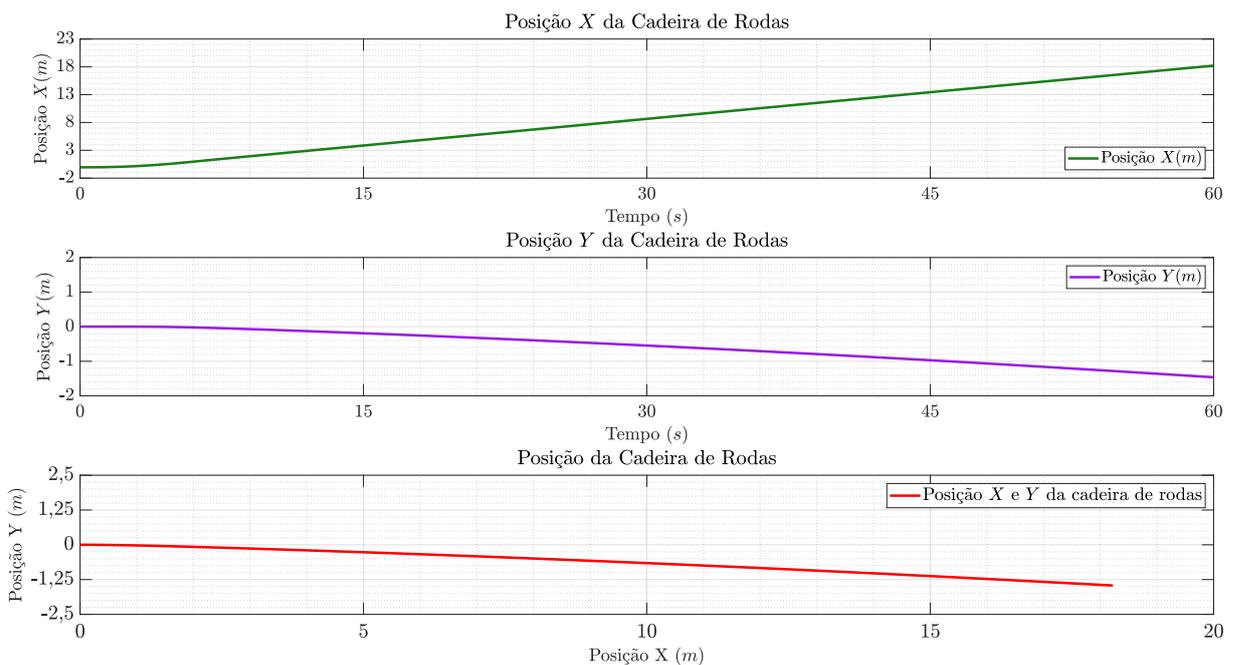


Fonte: autor

Quanto menor for a pressão, maior será o número de pontos de contato entre o pneu e o piso. Isto caracteriza uma afastamento do movimento ideal, caracterizado por uma relação de proporcionalidade equivalente ao raio da roda entre as velocidades linear e angular. A constante de proporcionalidade, neste caso, será menor que o raio da roda. Assim, se caracteriza uma relação similar a um escorregamento na roda com menor rigidez e, portanto, durante um movimento da cadeira de rodas, um desvio será observado.

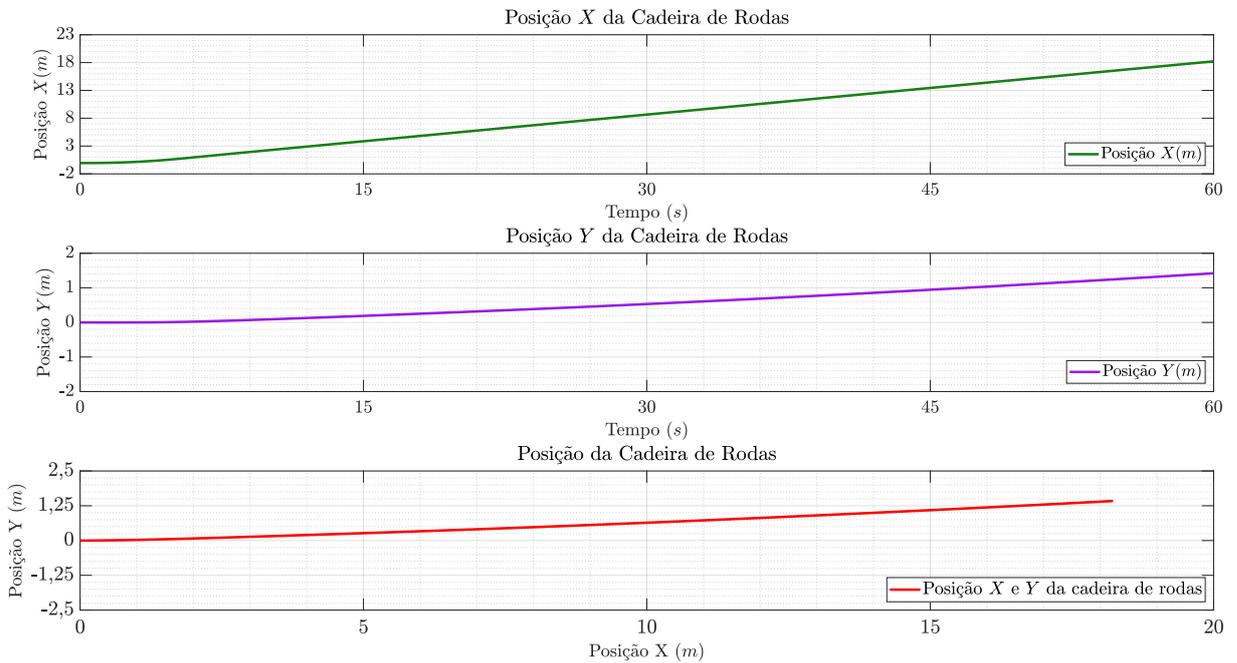
As Figuras 4.81 e 4.82 mostram a evolução das posições X e Y do veículo no tempo, bem como a posição espacial em um sistema inercial de referências sob condições em que os lados do veículo são submetidos à diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso.

Figura 4.81 – Posição em metros da cadeira de rodas para movimento com diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso - $A_r = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ e $A_l = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$



Fonte: autor

Figura 4.82 – Posição em metros da cadeira de rodas para movimento com diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso - $A_r = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ e $A_l = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$



Fonte: autor

A Tabela 4.10 mostra a posição final do veículo.

Tabela 4.10 – Posição final da cadeira de rodas para movimento com diferentes áreas de contato entre as rodas do veículo e o piso

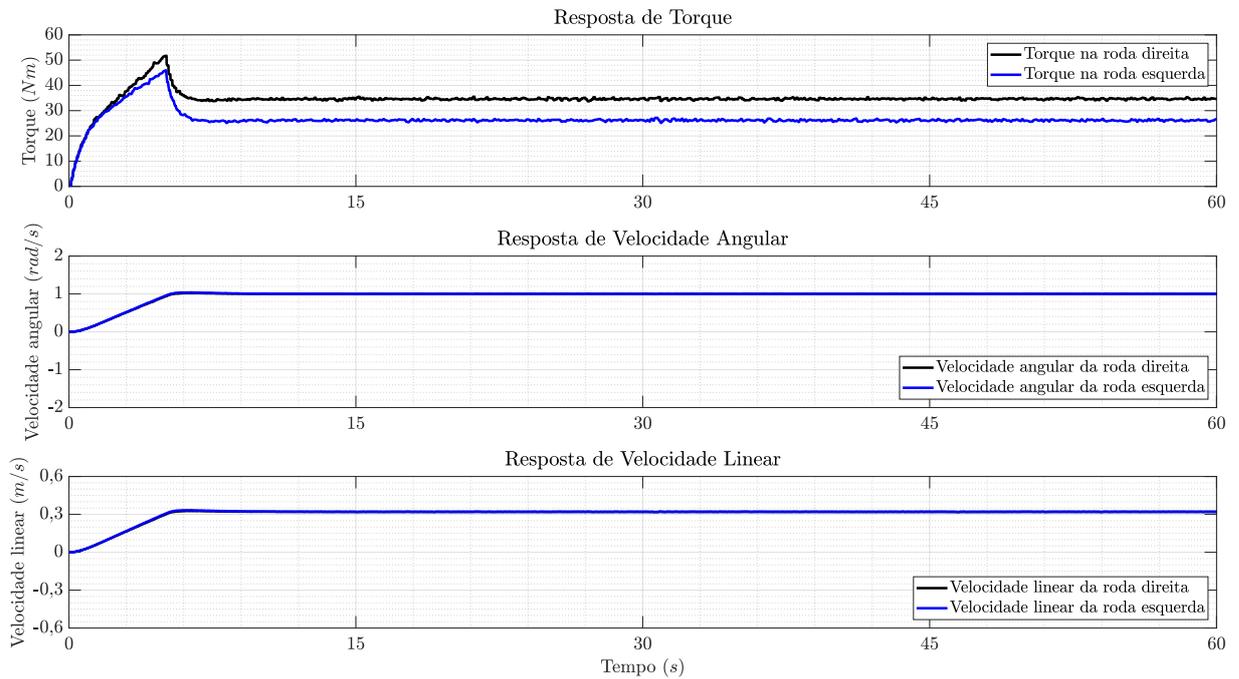
Pneu direito $A_r(\text{m}^2)$	Pneu esquerdo $A_l(\text{m}^2)$	Posição Final X (m)	Posição Final Y (m)
$1,5 \cdot 10^{-2}$	$1,0 \cdot 10^{-2}$	18,2203	-1,4630
$1,0 \cdot 10^{-2}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$	18,2249	1,4211

Fonte: Autor

As Figuras 4.83 e 4.84 mostram as respostas de torque, velocidade angular e linear das rodas do veículo.

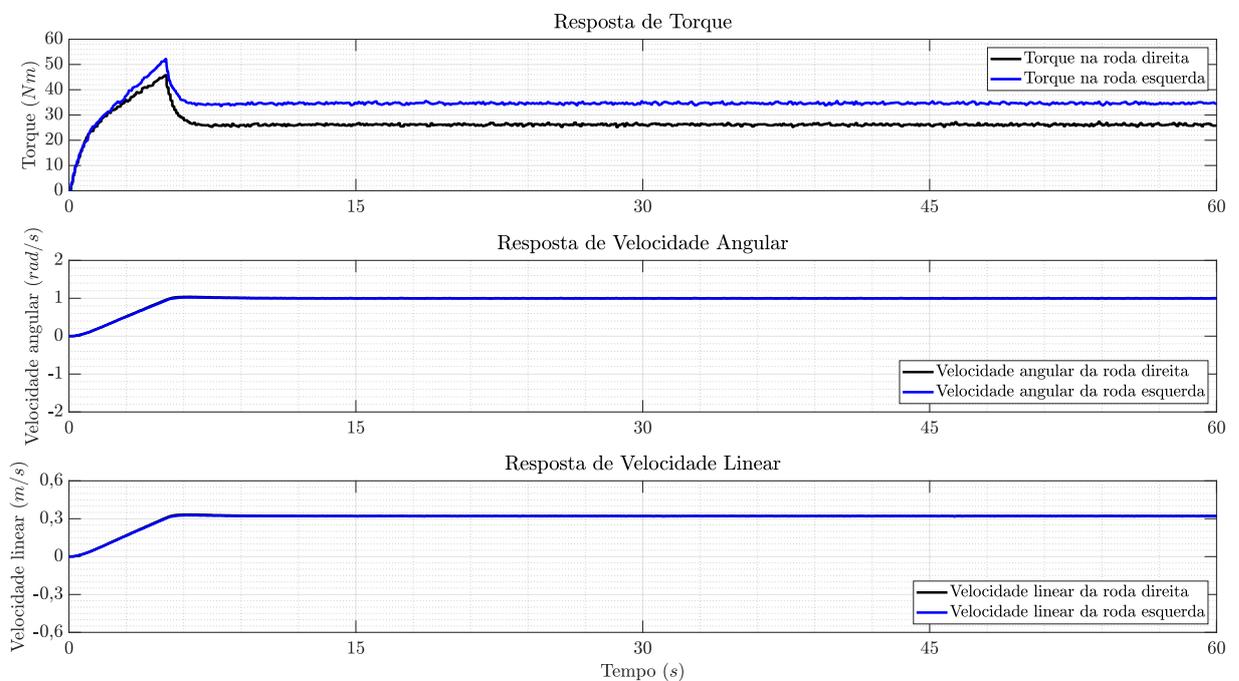
É possível notar que este caso se difere dos casos explorados nas Seções 4.5.3 e 4.5.4, em que foram analisados o comportamento do movimento do veículo quando há deslocamento da posição do centro de massa e quando há diferentes atritos entre as rodas da cadeira. Naquelas situações, a deficiência de torque em um dos lados da cadeira de rodas provocava deslizamento do pneu sobre o piso e com isso a trajetória era curvada sempre no sentido de menor força de contato com o solo.

Figura 4.83 – Torque e velocidade para diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso - $A_r = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ e $A_l = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$



Fonte: autor

Figura 4.84 – Torque e velocidade para diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso - $A_r = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ e $A_l = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$



Fonte: autor

Neste caso, ocorre o contrário, o lado que possui menor torque se desloca com maior facilidade se comparado ao lado que desenvolve maior torque. Isto ocorre pois o aumento da área de contato do pneu com o solo eleva a força de resistência ao

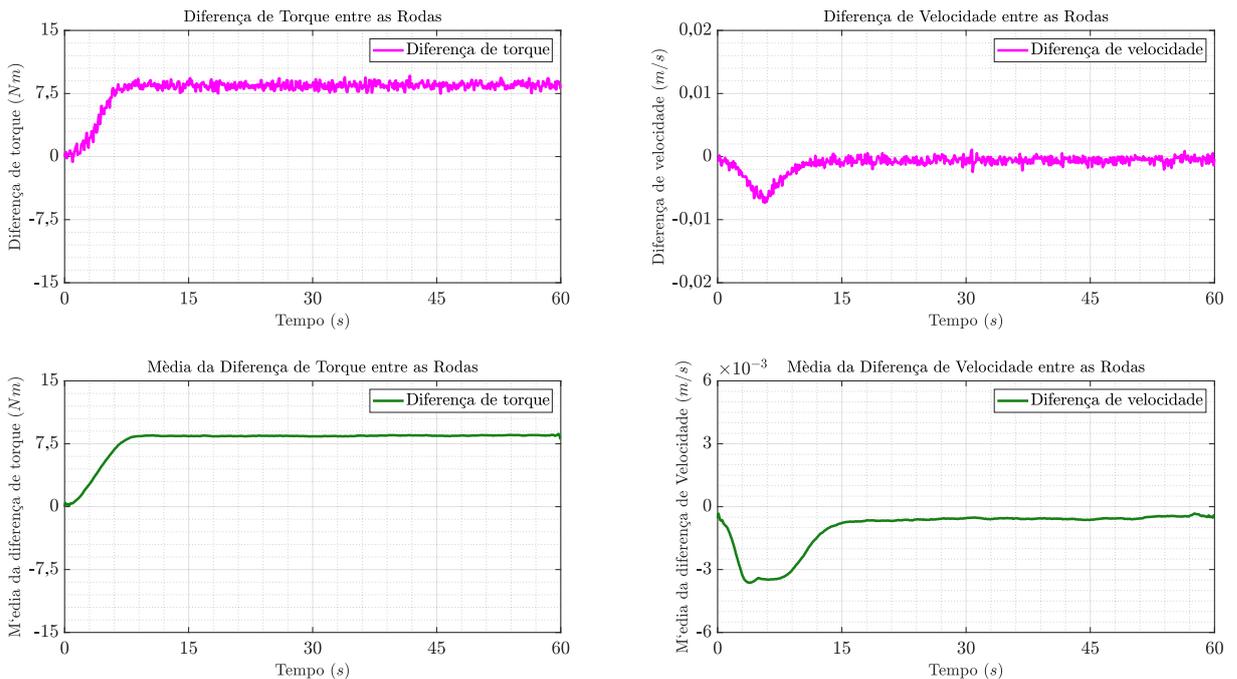
rolamento modificando as propriedades de rolamento ideal em que a velocidade linear é proporcional à velocidade de rotação e cuja constante de proporcionalidade é o raio. Mais informações acerca de resistência ao rolamento podem ser encontradas em (KOMANDI, 1999) e (ANDERSEN *et al.*, 2015).

As Figuras 4.85 e 4.86 mostram as diferenças residuais de torque, à esquerda, e velocidade, à direita, entre as rodas para diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso. Um filtro de média móvel com 10000 amostras, correspondendo a um tempo de 5 segundos para o torque, e com 100 amostras, correspondendo a um tempo de 10 segundos para a velocidade, é usado para a análise das diferenças das grandezas conforme os gráficos apresentados inferiormente.

Da análise das Figuras 4.85 e 4.86 é possível notar, que há uma diferença de torque entre as duas rodas, esta diferença implica em dificuldade de locomover um dos lados do veículo e não em escorregamento, como nos casos observados nas Seções 4.5.3 e 4.5.4.

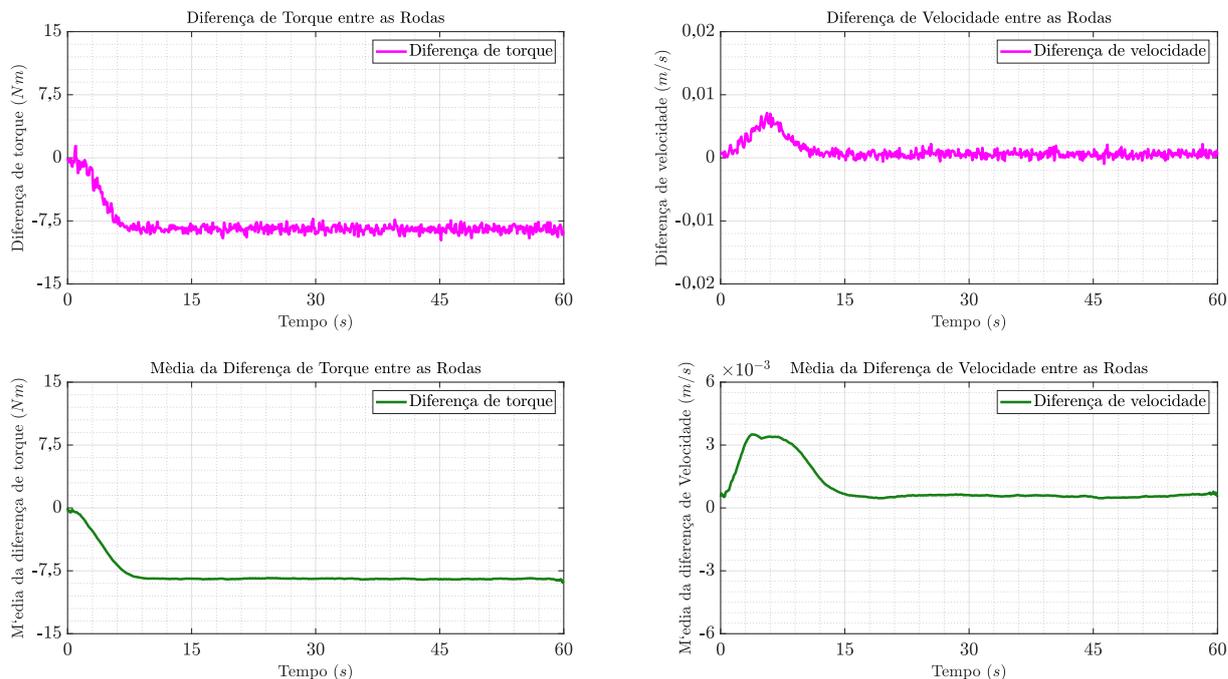
Mesmo com uma diferença residual de torque expressiva, se comparadas com as diferenças residuais obtidas nas Figuras 4.71, 4.72, 4.78 e 4.79, o desvio de trajetória permaneceu com a mesma ordem de grandeza (de metros) dos casos explorados nas Seções 4.5.3 e 4.5.4, o que implica que o desvio avaliado segue uma dinâmica não linear relacionado com a diferença residual de torque.

Figura 4.85 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso - $A_r = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ e $A_l = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$



Fonte: autor

Figura 4.86 – Resíduos de torque e velocidade para movimento com diferentes áreas de contato entre os pneus e o piso - $A_r = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ e $A_l = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$



Fonte: autor

4.5.6 Movimentação em rampas

Uma condição de teste de importância é verificar como a cadeira de rodas semiautônoma se comporta diante da ação da aceleração gravitacional. Esta condição pode ocorrer sob terrenos irregulares e rampas de acesso.

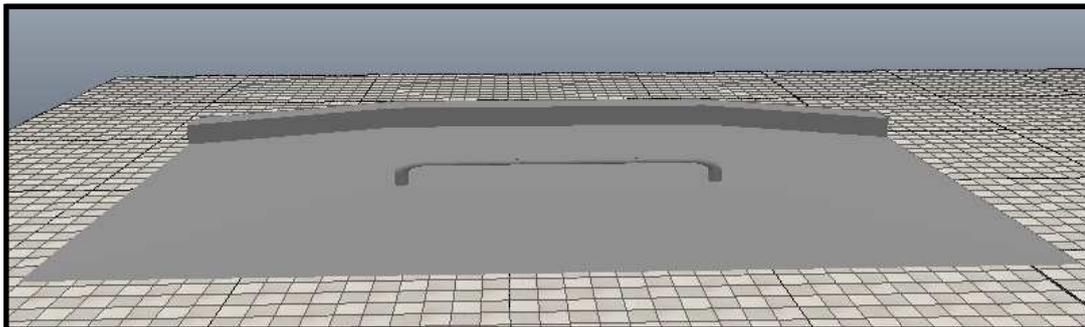
A força gravitacional afeta o movimento do veículo, tanto tendendo a desacelerá-lo quanto a acelerá-lo. Tais condições, do ponto de vista da teoria de controle, são perturbações externas. Precisa-se investigar a rapidez com que os reguladores de velocidade e torque conseguem reagir à perturbação e recuperar as condições de movimento desejadas para o veículo.

Dois ensaios são propostos em rampa, um com a ação de um controlador de velocidade mais suave e outro com a ação de controle de velocidade mais agressivo, ambos derivados daquele projetado na Seção 3.2.3 do Capítulo 3 (com ganhos modificados).

Vale ressaltar que a escolha do controlador utilizado nesta seção possui uma faixa menor que àquela projetada no Capítulo 3, visto que verificou-se que controles muito agressivos causam zonas de instabilidade e trepidações no movimento do veículo quando submetido à ação gravitacional.

A rampa pela qual se deseja realizar tais testes possui as duas condições de análise desejadas: o movimento de subida do veículo e posteriormente o movimento de descida. O modelo de rampa 3D é mostrado na Figura 4.87.

Figura 4.87 – Rampa de movimentação para a cadeira de rodas semiautônoma



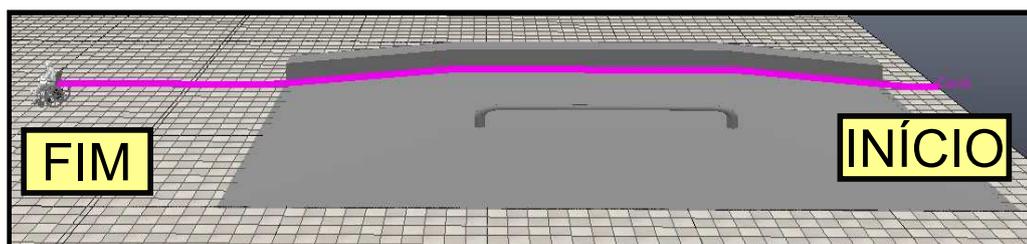
Fonte: autor

4.5.6.1 Movimento em rampa com controlador de velocidade suave

O controlador de velocidade projetado na Seção 3.2.3 do Capítulo 3 foi modificado para que possua uma dinâmica mais suave. Isto é feito modificando o ganho K_p obtido pelo diagrama de LGR tal que o módulo dos polos de malha fechada tornem-se mais próximos do círculo unitário. Da observação da Figura 3.14, conclui-se que para isto basta que se reduza o ganho deste controlador. O novo ganho selecionado para este teste é $K_p = 0,21017$.

A Figura 4.88 mostra a trajetória percorrida pela cadeira de rodas sobre a rampa com o controlador de velocidade mais suave e dado o *setpoint* de velocidade de 1 rad/s em ambas as rodas.

Figura 4.88 – Condição de deslocamento em rampa para controlador de velocidade suave



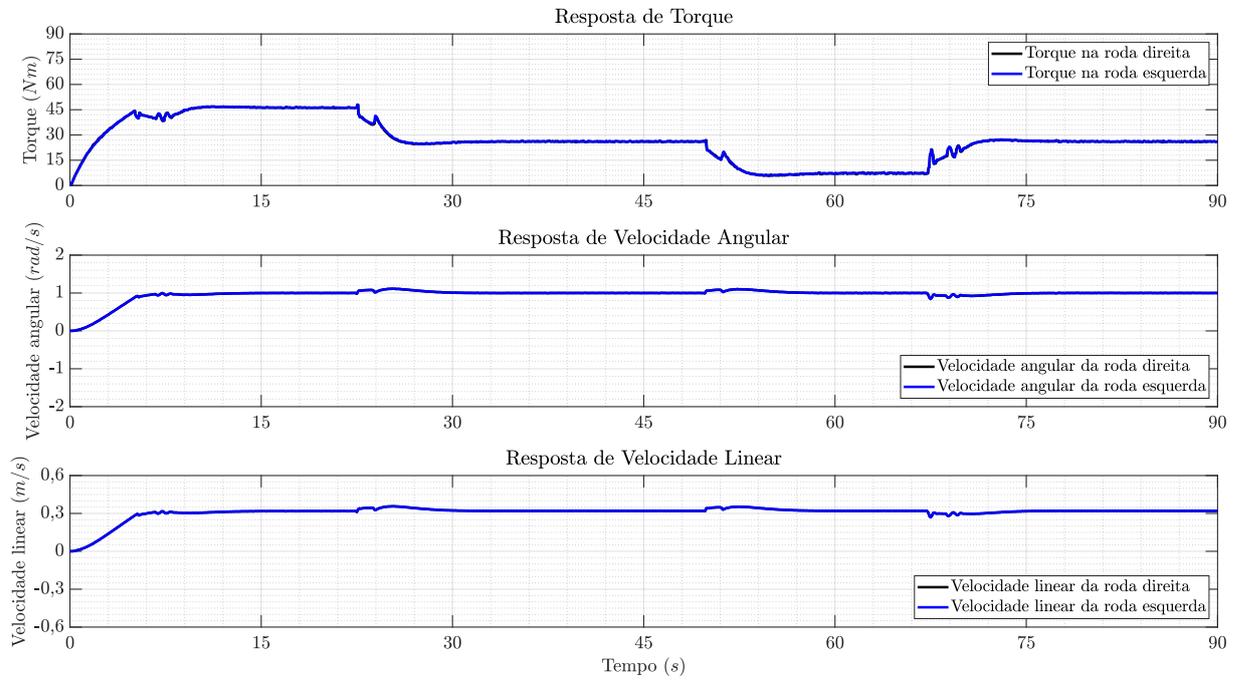
Fonte: autor

Em especial, para este tipo de deslocamento, deseja-se avaliar o comportamento de torque e velocidade nas condições críticas de movimento, ou seja, nos momentos de transição entre inclinação e plano, bem como durante subidas e descidas. A Figura 4.89 mostra as respostas de torque, velocidade angular e velocidade linear de cada uma das rodas do veículo.

Nos instantes em que a cadeira de rodas encontra-se submetida a ação contrária à força gravitacional, ocorre um aumento de torque. Durante ação a favor desta aceleração, o torque reduz-se. Isso permite afirmar que leves inclinações as quais o usuário possa submeter o veículo provocam significativas alterações de torque, exigindo que o controla-

dor projetado seja eficiente o bastante para conter efeitos de acelerações e desacelerações bruscas, mantendo a velocidade no padrão desejado.

Figura 4.89 – Torque e velocidade para uma condição de movimentação sobre a rampa com controlador de velocidade suave



Fonte: autor

A resposta de velocidade para este controlador mostra que nas situações críticas, em que o veículo passa do plano para uma subida ou do plano para uma descida, um transitório de alguns segundos é observado. Isto ocorre pois a dinâmica do controlador foi posta propositalmente mais suave afim de mostrar que erros neste projeto podem causar danos ao movimento do usuário. Uma aceleração brusca, no caso de uma descida, pode causar uma perda de controle do veículo, assim como uma desaceleração brusca pode parar o veículo em uma situação de instabilidade, por exemplo sobre uma rampa, o que também pode levar a perdas de controle do sistema.

O controle deve agir de maneira a recuperar o *setpoint* de velocidade o mais rápido o possível, mantendo sempre a trajetória desejada para o veículo.

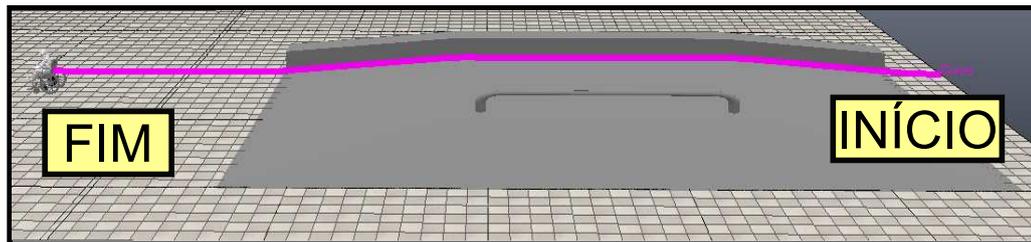
4.5.6.2 Movimento em rampa com controlador de velocidade agressivo

O controlador de velocidade projetado na Seção 3.2.3 do Capítulo 3 foi modificado para que possua uma dinâmica mais agressiva. Isto é feito modificando o ganho K_p obtido pelo diagrama de LGR tal que o módulo dos polos de malha fechada tornem-se mais distantes do círculo unitário. Da observação da Figura 3.14, pode-se escolher um ganho maior que o observado na Seção 4.5.6.1 e com isso o valor escolhido é $K_p = 0,41017$.

Neste caso, também é importante avaliar as condições de movimento para fins de comparação com os resultados obtidos com o controlador da Seção 4.5.6.1. Desse modo será possível concluir qual a ação de controle fornece uma condição de movimentação mais segura e confortável para o usuário do veículo.

A Figura 4.90 mostra a trajetória percorrida pela cadeira de rodas sobre a rampa com *setpoint* de velocidade em ambas as rodas de 1 rad/s.

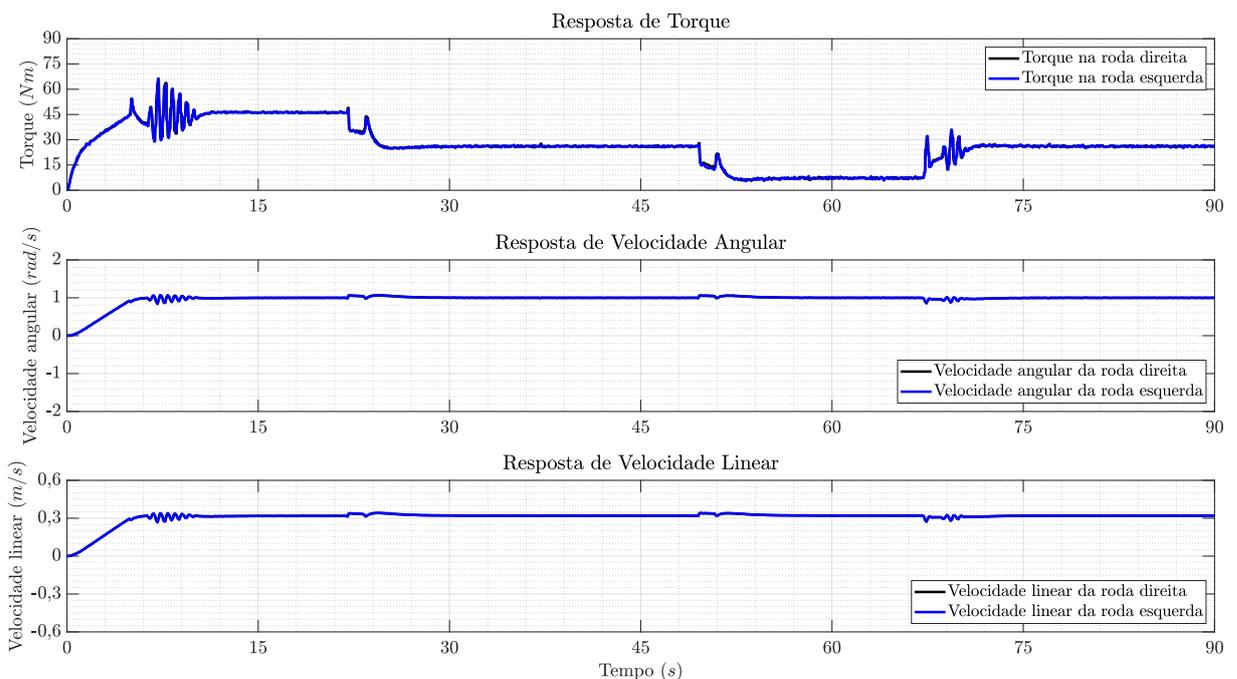
Figura 4.90 – Condição de deslocamento em rampa para controlador de velocidade agressivo



Fonte: autor

A Figura 4.91 mostra as respostas de torque, velocidade angular e linear das rodas do veículo, para o deslocamento sobre rampa com uma ação de controle de velocidade mais agressiva.

Figura 4.91 – Torque e velocidade para uma condição de deslocamento em rampa para controlador de velocidade agressivo



Fonte: autor

A ação de controle do regulador escolhido na Seção 4.5.6.1 é consideravelmente mais estável, sem grandes oscilações tornando as transições mais suaves, porém a recupe-

ração de velocidade é mais lenta. Já a ação de controle do regulador projetado nesta seção por ser mais agressiva provoca maiores oscilações principalmente na resposta de torque, podendo causar trepidações no veículo. A regulação de velocidade é mantida com maior rapidez, mesmo que diante de algumas oscilações transitórias.

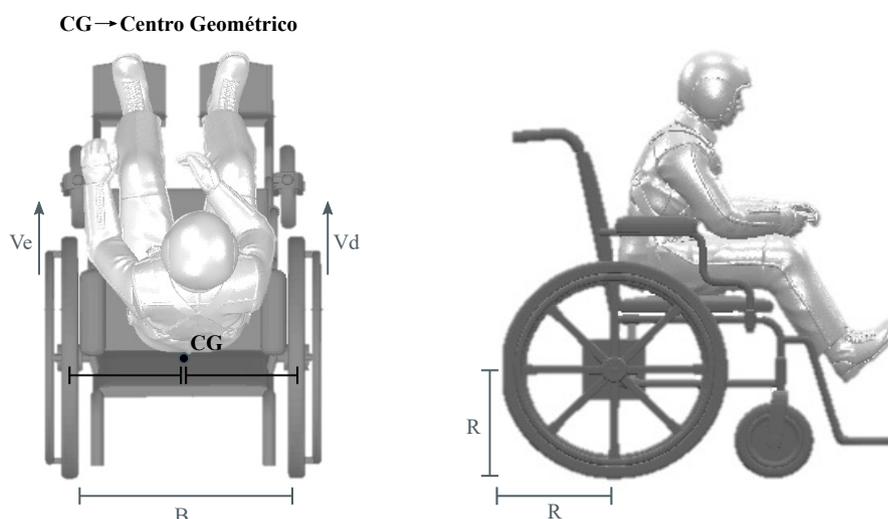
5 Modelos mecânicos para uma cadeira de rodas semiautônoma

Com o objetivo de analisar os resultados de simulação vistos no capítulo 4, este capítulo visa desenvolver modelos matemáticos capazes de descrever as condições de movimentação da cadeira de rodas semiautônoma. Para descrever a locomoção do veículo, bem como entender sua trajetória, pode-se recorrer às formulações cinemática e dinâmica. Na formulação cinemática, o objetivo é estudar o movimento em si sem considerar a ação de forças externas que possam perturbar o deslocamento do veículo. Já a formulação dinâmica considera a ação de distúrbios que ao atuarem sobre o veículo em movimento podem provocar alterações nas velocidades e acelerações, gerando desvios na trajetória. Dessa maneira, a formulação dinâmica torna-se mais complexa, uma vez que depende das forças externas que agem sobre o veículo e que são difíceis de se mensurar. Além disso, nesta formulação, realizar previsões acerca da orientação das rodas dianteiras torna-se uma tarefa mais complexa, visto que sob certas situações, o observador cinemático de angulação destas rodas incorrerá em erros.

5.1 Modelo cinemático de uma cadeira de rodas semiautônoma

A estrutura física de uma cadeira de rodas é mostrada na Figura 5.1 e consiste no corpo do veículo, onde está localizado o assento e a estrutura de acionamento dos motores, e nas suas rodas, sendo duas rodas motrizes e duas rodas castor.

Figura 5.1 – Características geométricas da cadeira de rodas motorizada



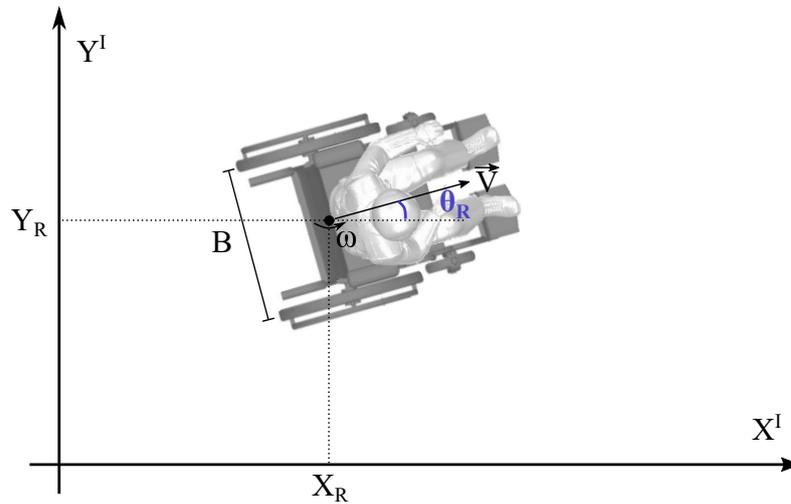
Fonte: autor

Do ponto de vista cinemático, este veículo pode ser visto como um robô de acionamento diferencial, em que o contato entre as rodas e o solo ocorre em um único ponto e não há deslizamento nos pneus (JÚNIOR, 2016).

Como a cadeira de rodas motorizada será aproximada por um veículo semelhante a um robô móvel de acionamento diferencial, o seu centro geométrico será considerado como o ponto médio entre os eixos das rodas motrizes, conforme Figura 5.1

Com isso, considera-se a cadeira de rodas em uma posição X_R , Y_R e θ_R no espaço, dotada de uma velocidade linear V e uma velocidade angular ω , conforme Figura 5.2.

Figura 5.2 – Cadeira de rodas posicionada no espaço



Fonte: autor

Da Figura 5.2, tem-se o seguinte modelo de deslocamento para o veículo dado pela equação (5.1) (SERRALHEIRO,).

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_R \\ \dot{Y}_R \\ \dot{\theta}_R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_R) & 0 \\ \sin(\theta_R) & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V \\ \omega \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

Valendo-se das premissas básicas para a modelagem cinemática do veículo, pode-se determinar a velocidade linear do centro de massa de cada roda motriz considerando-se que há um movimento de rolamento puro nos pneus conforme equações (5.2) e (5.3).

$$V_d = \omega_d R \quad (5.2)$$

$$V_e = \omega_e R \quad (5.3)$$

Em que V_d e V_e são as velocidades lineares do centro de massa das rodas motrizes direita e esquerda, respectivamente, R é o raio das rodas, ω_d e ω_e são as velocidades angulares nas rodas direita e esquerda, respectivamente.

As velocidades linear V e angular ω do veículo são determinadas de acordo com as velocidades lineares do centro de massa de cada roda motriz conforme equações (5.4) e (5.5).

$$V = \frac{V_d + V_e}{2} \quad (5.4)$$

$$\omega = \frac{V_d - V_e}{B} \quad (5.5)$$

Em que B é a distância entre os eixos de rotação de cada roda motriz.

A dedução das equações (5.4) e (5.5) podem ser encontradas em (MALU; MAJUMDAR, 2014) ou em (PAIVA, 2020).

O modelo cinemático apresentado na equação (5.1) mostra a evolução das posições do veículo com o tempo. No entanto, se o objetivo é seguir uma trajetória com erro nulo, ou seja, uma realimentação das posições, faz-se necessário colocar tal modelo em função das variáveis erro, definidas nas equações (5.6), (5.7) e (5.8).

$$\Delta X = X_G - X_R \quad (5.6)$$

$$\Delta Y = Y_G - Y_R \quad (5.7)$$

$$\Delta \theta = \theta_G - \theta_R \quad (5.8)$$

Em que X_R , Y_R e θ_R representam as posições iniciais do veículo e X_G , Y_G e θ_G representam as posições objetivo.

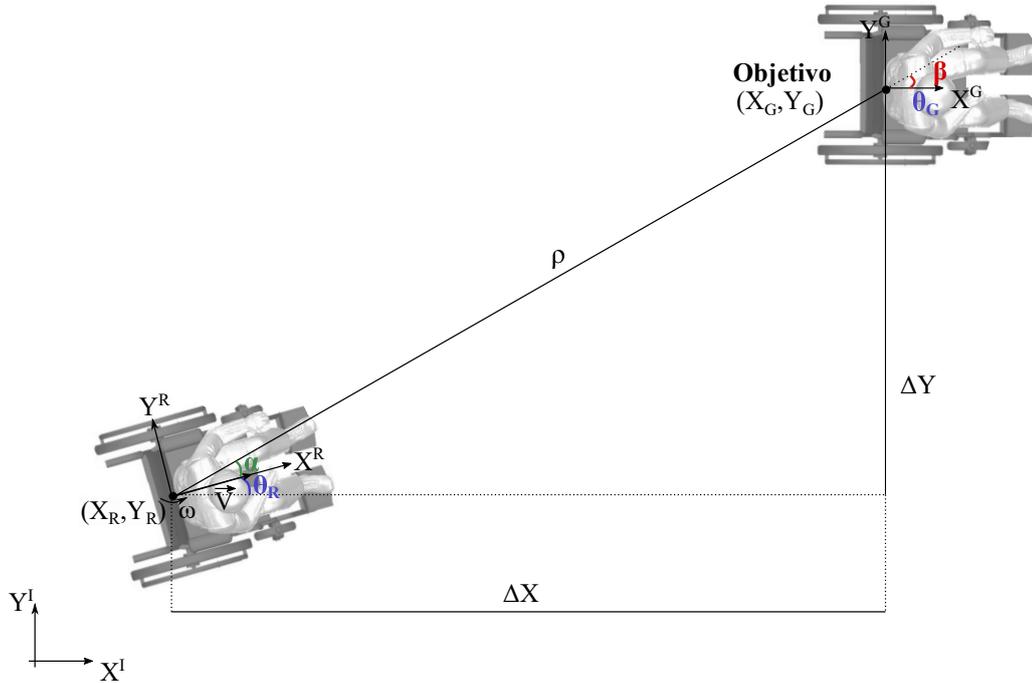
Para a construção do modelo cinemático em função das variáveis erro, considera-se que o veículo encontra-se em uma determinada posição no referencial inercial e que irá se dirigir para uma posição objetivo. A posição objetivo consiste em um ponto do espaço bem como uma orientação desejada para a cadeira de rodas quando esta cumprir sua missão.

São definidas três variáveis que devem ser manipuladas com a finalidade de que o veículo chegue ao objetivo. A primeira é a distância ρ entre o ponto onde a cadeira está localizada e o ponto onde se deseja que ela chegue. A segunda consiste no ângulo α de alinhamento da cadeira de rodas com o ponto objetivo, ou seja, o veículo precisa sofrer um giro para que sua dianteira alinhe-se com o ponto de chegada. Por fim, a última

variável trata-se do ângulo β ao qual a cadeira deve sofrer um novo giro para que esta alinhe-se com a orientação desejada quando estiver chegado ao ponto objetivo.

A Figura 5.3 mostra as variáveis ρ , α e β para um movimento em direção a um determinado objetivo. O veículo parte de uma posição inicial (X_R, Y_R) e orientação inicial θ_R até uma posição final (X_G, Y_G) e orientação final θ_G .

Figura 5.3 – Modelo cinemático de locomoção para uma cadeira de rodas semiautônoma



Fonte: Adaptado de (SIEGWART *et al.*, 2011)

As equações (5.9), (5.10) e (5.11) definem as variáveis ρ , α e β em função das posições inicial e objetivo da cadeira de rodas.

$$\rho = \sqrt{\Delta X^2 + \Delta Y^2} \quad (5.9)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\Delta Y}{\Delta X}\right) - \theta_R \quad (5.10)$$

$$\beta = \theta_G - \arctan\left(\frac{\Delta Y}{\Delta X}\right) \quad (5.11)$$

Nesse contexto, o modelo que descreve o movimento da cadeira de rodas visto na Figura 5.3 é mostrado na equação (5.12).

$$\begin{bmatrix} \dot{\rho} \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos(\alpha) & 0 \\ \frac{\text{sen}(\alpha)}{\rho} & -1 \\ -\frac{\text{sen}(\alpha)}{\rho} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V \\ \omega \end{bmatrix} \quad (5.12)$$

A dedução completa da equação (5.12) pode ser vista no Apêndice B.

5.2 Modelo dinâmico de uma cadeira de rodas semiautônoma

Para descrever a locomoção da cadeira de rodas semiautônoma sob o ponto de vista da influência de forças externas, sejam estas, o atrito nas rodas ou a força que os motores transmitem para o veículo, faz-se necessário um modelo dinâmico que leve em consideração não somente as velocidades e acelerações mas também as massas e as inércias envolvidas no sistema.

A formulação mais usual para este tipo de modelagem é baseada na mecânica de Newton (JOHNSON; AYLOR, 1985). No entanto, no caso deste trabalho a formulação utilizada será baseada na mecânica Lagrangeana.

Em sistemas mecânicos mais complexos e sujeitos a restrições ou vínculos de natureza geométrica ou cinemática, a formulação Newtoniana revela-se inconveniente e antieconômica, pois exige o uso de variáveis redundantes e as forças de vínculos aparecem de forma explícita. Assim, o formalismo desenvolvido por Lagrange permite escrever as equações de movimento da maioria dos sistemas físicos relevantes a partir de uma única função escalar expressa em termos de coordenadas independentes arbitrárias, com a vantagem adicional de não envolver as forças de vínculo (LEMOS, 2007).

5.2.1 Coordenadas generalizadas e vínculos

Para se realizar a modelagem do sistema mecânico da cadeira de rodas motorizada por meio da mecânica Lagrangeana faz-se necessário compreender os conceitos de coordenadas generalizadas e vínculos.

- Coordenadas Generalizadas

De acordo com (LEMOS, 2007), em sistemas mecânicos é possível introduzir um número n de variáveis independentes de tal sorte que: o vetor posição de cada partícula do sistema seja determinado univocamente em cada instante por tais variáveis; as forças de vínculos são identicamente satisfeitas quando expressas em função destas variáveis.

Para o sistema da cadeira de rodas motorizada, define-se um vetor q composto por cinco coordenadas generalizadas.

$$q = [X_R \quad Y_R \quad \theta_R \quad \varphi_{rd} \quad \varphi_{re}]^T \quad (5.13)$$

Onde:

X_R : Posição x do centro geométrico do corpo da cadeira;

Y_R : Posição y do centro geométrico do corpo da cadeira;

- θ_R : Orientação do corpo da cadeira;
- φ_{rd} : Posição angular da roda direita;
- φ_{re} : Posição angular da roda esquerda.

- Vínculos

Segundo (LEMOS, 2007), vínculos são limitações às possíveis posições e velocidades das partículas de um sistema mecânico, restringindo a priori o seu movimento. Tais limitações são de ordem cinemática e, portanto, antecedem ao movimento do sistema, precisando serem levadas em consideração na formulação das equações dinâmicas desenvolvidas.

Os vínculos podem ser classificados em dois tipos: holonômicos e não holonômicos.

1. **Vínculos Holonômicos:** Dependem apenas das coordenadas generalizadas e eventualmente do tempo e podem ser escritos conforme equação (5.14).

$$f(X_R, Y_R, \theta_R, \varphi_{rd}, \varphi_{re}, t) = 0 \quad (5.14)$$

2. **Vínculos Não Holonômicos:** Dependem das coordenadas generalizadas do sistema, das velocidades generalizadas e eventualmente do tempo e podem ser escritos conforme equação (5.15).

$$f(X_R, Y_R, \theta_R, \varphi_{rd}, \varphi_{re}, \dot{X}_R, \dot{Y}_R, \dot{\theta}_R, \dot{\varphi}_{rd}, \dot{\varphi}_{re}, t) = 0 \quad (5.15)$$

5.2.2 Equação de Euler-Lagrange

Para modelar o sistema mecânico da cadeira de rodas elétrica através dos princípios da mecânica de Lagrange, faz-se necessário determinar a função Lagrangeana. Esta função consiste na diferença entre a energia cinética total do sistema e a energia potencial total do sistema, como se segue da relação (5.16).

$$L = E_c - E_p \quad (5.16)$$

Onde:

E_c : Energia Cinética total do sistema;

E_p : Energia Potencial total do sistema.

A função Lagrangeana deve depender das coordenadas generalizadas do sistema, bem como das velocidades generalizadas do mesmo, e uma vez determinada esta função, deve-se aplicar a equação de Euler-Lagrange para se chegar às equações de movimento do veículo.

A equação geral de Euler-Lagrange é definida na expressão (5.17).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = F_i - \lambda A \quad (5.17)$$

Onde:

L : É a função Lagrangiana;

F_i : São as forças externas generalizadas;

λ : É o vetor de multiplicadores de Lagrange;

A : Matriz de restrições do sistema.

É possível notar que no lado esquerdo da igualdade tem-se uma função que depende das coordenadas generalizadas e velocidades generalizadas do sistema, já no lado direito, tem-se duas parcelas. A primeira, trata de forças externas que agem sobre o veículo, tais como as forças de atrito e o torque desenvolvido pelo motor. A segunda parcela consiste nas restrições impostas ao sistema ponderadas por um vetor λ chamado de vetor de multiplicadores de Lagrange. A matriz A de restrições deve ser determinada de acordo com o sistema modelado, que no caso deste trabalho trata-se de uma cadeira de rodas motorizada.

5.2.3 Restrições cinemáticas para uma cadeira de rodas elétrica

As equações de restrição cinemática para uma cadeira de rodas semiautônoma são semelhantes às equações desenvolvidas para um robô móvel de acionamento diferencial. Dessa maneira, elas podem ser determinadas a partir da conclusão de que não há movimento lateral do veículo, bem como dependem das condições de rolamento do pneu.

1. Não há deslocamento lateral

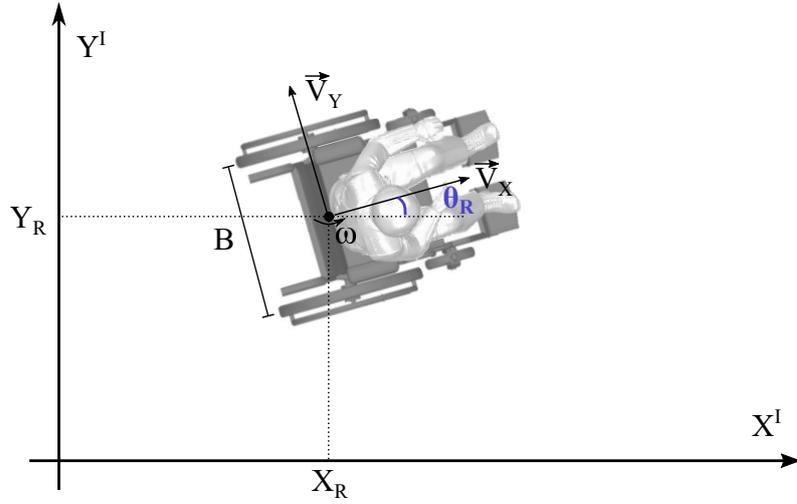
Conforme pode ser visto na Figura 5.4, considerando o referencial móvel no centro geométrico da cadeira de rodas, não há deslocamento em relação ao eixo Y deste referencial.

As equações (5.18) e (5.19) definem os movimentos nas direções X e Y relativas ao referencial no centro geométrico da cadeira de rodas (JUNIOR, 2019), (DHAOU-ADI; HATAB, 2013).

$$V_x = \dot{X}_R \cos(\theta_R) + \dot{Y}_R \sin(\theta_R) \quad (5.18)$$

$$V_y = -\dot{X}_R \sin(\theta_R) + \dot{Y}_R \cos(\theta_R) \quad (5.19)$$

Figura 5.4 – Restrição de deslocamento lateral



Fonte: Adaptado de (DHAOUADI; HATAB, 2013)

Devido à restrição de movimento, tem-se na equação (5.20) a primeira restrição cinemática imposta ao sistema (JUNIOR, 2019), (DHAOUADI; HATAB, 2013).

$$-\dot{X}_a \sin(\theta_R) + \dot{Y}_a \cos(\theta_R) = 0 \quad (5.20)$$

2. Restrições de rolamento

Um dos problemas em modelar veículos diz respeito à questão das características de rolamento nos pneus. Como se pode notar em (DHAOUADI; HATAB, 2013) e em (JUNIOR, 2019), o rolamento na roda é considerado puro e portanto a velocidade linear fica definida de acordo com as equações (5.2) e (5.3). Entretanto, para o caso da cadeira de rodas estudada neste trabalho, tomar esta consideração como verdadeira pode causar erros de trajetória, uma vez que não se tem controle da regularidade do tipo de ambiente em que o usuário estará se movimentando e nem sobre o posicionamento exato do centro de massa do veículo visto que o usuário pode se posicionar de diversas formas sobre o assento. Com isso, deslizamentos podem ocorrer nas rodas do veículo, causando erros de locomoção que são propagados ao longo do movimento.

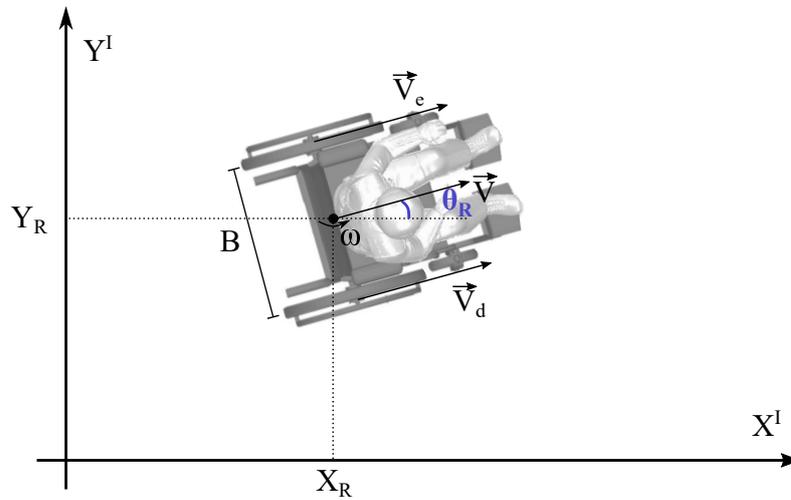
As velocidades lineares dos centros de massa de cada roda (direita e esquerda) do veículo são expressas pelas equações (5.21) e (5.22) (JUNIOR, 2019), (DHAOUADI; HATAB, 2013).

$$V_d = \dot{X}_R \cos \theta_R + \dot{Y}_R \sin \theta_R + \frac{B}{2} \dot{\theta}_R \quad (5.21)$$

$$V_e = \dot{X}_R \cos \theta_R + \dot{Y}_R \sin \theta_R - \frac{B}{2} \dot{\theta}_R \quad (5.22)$$

A Figura 5.5 mostra as condições de deslocamento linear em cada roda do veículo.

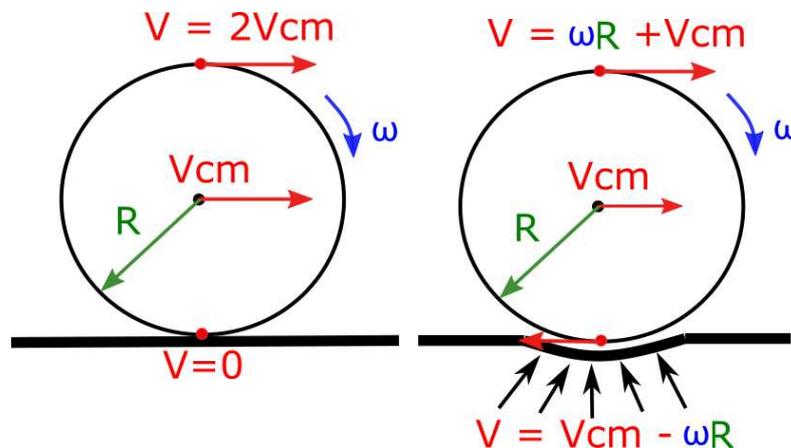
Figura 5.5 – Restrição de rolamento nos pneus



Fonte: Adaptado de (DHAOUADI; HATAB, 2013)

A partir das equações (5.21) e (5.22) obtêm-se as restrições de rolamento relativas às velocidades do centro de massa de cada roda motriz. Entretanto, como para este caso não se está considerando o rolamento puro nos pneus, não se pode recorrer de forma direta às equações (5.2) e (5.3) para relacionar velocidade angular e linear das rodas. A Figura 5.6 ilustra duas situações, uma onde o rolamento ocorre sem atrito e outra em que o rolamento ocorre com atrito. Na segunda situação pode-se observar que a deformação que a roda causa no piso interfere no movimento e faz com que a relação entre velocidade linear e angular seja afetada. Mais informações sobre rolamento podem ser encontradas em (HIBBELER, 2010).

Figura 5.6 – Rolamento puro e rolamento com atrito em pneus



Fonte: Adaptado de (HIBBELER, 2010)

Nesse contexto, sabe-se que a velocidade linear do centro de massa de cada roda deve ser proporcional à velocidade de giro do pneu e que esta constante de propor-

cionalidade deve ser menor que o raio da roda. Assim, as equações (5.23) e (5.24) mostram como definir as velocidades lineares do centro de massa em cada roda motriz.

$$V_d = S_{rd}\dot{\varphi}_{rd} \quad (5.23)$$

$$V_e = S_{re}\dot{\varphi}_{re} \quad (5.24)$$

As variáveis S_{rd} e S_{re} são definidas conforme as equações (5.25) e (5.26).

$$S_{rd} = R(1 - \lambda_{rd}) \quad (5.25)$$

$$S_{re} = R(1 - \lambda_{re}) \quad (5.26)$$

Em que λ_{rd} e λ_{re} são os escorregamentos das rodas direita e esquerda e podem ser calculados pelas equações (5.27) e (5.28).

$$\lambda_{rd} = \frac{R\dot{\varphi}_{rd} - V_d}{R\dot{\varphi}_{rd}} \quad (5.27)$$

$$\lambda_{re} = \frac{R\dot{\varphi}_{re} - V_e}{R\dot{\varphi}_{re}} \quad (5.28)$$

Após analisar as restrições cinemáticas de movimento do veículo, estas podem ser escritas conforme uma equação matricial mostrada na expressão (5.29).

$$A(q, \dot{q})\dot{q} = 0 \quad (5.29)$$

Onde a matriz A é expressa através da equação (5.30).

$$A(q, \dot{q}) = \begin{bmatrix} -\sin(\theta_R) & \cos(\theta_R) & 0 & 0 & 0 \\ \cos(\theta_R) & \sin(\theta_R) & L & -S_{rd} & 0 \\ \cos(\theta_R) & \sin(\theta_R) & -L & 0 & -S_{re} \end{bmatrix} \quad (5.30)$$

5.2.4 Modelo mecânico da cadeira de rodas motorizada através da equação de Euler-Lagrange

Para se chegar ao modelo mecânico da cadeira de rodas por meio da equação de Euler-Lagrange, faz-se necessário determinar a função Lagrangeana L do veículo. Conforme (AYTEN *et al.*, 2017), (MOHAMMED *et al.*, 2019) e (JUNIOR, 2019), a função

lagrangeana para robôs móveis de acionamento diferencial consiste em computar as energias cinéticas e potenciais envolvidas no movimento. Neste caso, as energias potenciais envolvidas serão desprezadas e consideradas perturbações externas ao modelo e portanto a função lagrangeana restringe-se ao cômputo das energias cinéticas. Esta função depende das coordenadas generalizadas e é mostrada na equação (5.31).

$$L = \frac{1}{2}M(\dot{X}_R^2 + \dot{Y}_R^2) + M_c d[\dot{Y}_R \cos(\theta_R) - \dot{X}_R \sin(\theta_R)] + \frac{1}{2}I\omega^2 + \frac{1}{2}I_w(\dot{\varphi}_{rd}^2 + \dot{\varphi}_{re}^2) \quad (5.31)$$

Onde:

M : É a massa total do sistema;

M_c : É a massa apenas do corpo da cadeira;

d : É a distância entre o centro geométrico e o centro de massa do veículo;

I : É o momento de inércia total do sistema em relação eixo *yaw*;

I_w É o momento de inércia do conjunto roda e eixo do motor em relação eixo *pitch*.

O cálculo da energia cinética deve ser feito referindo-se ao centro de massa do veículo. No entanto, não necessariamente o centro de massa coincidirá com o centro geométrico da cadeira de rodas. Com isso, a posição do centro de massa deve ser escrita em função do vetor de coordenadas generalizadas do sistema por meio de relações geométricas e cinemáticas conhecidas. A dedução matemático da equação (5.31) pode ser vista no Apêndice C.

Aplicando-se a equação de Lagrange no sistema proposto na equação (5.31), obtém-se a equação canônica matricial do sistema mostrada na expressão (5.32).

$$M(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} = E(q)\tau - A(q, \dot{q})^T \lambda \quad (5.32)$$

Onde:

$M(q)$: É a matriz de massa do sistema;

$C(q, \dot{q})$: É a matriz de forças de de Coriolis;

$E(q)$: É uma matriz multiplicativa do sistema;

τ : É o vetor de torques resultantes no eixo dos motores das rodas;

$A(q, \dot{q})$: É a matriz de restrições cinemáticas;

λ : É o vetor que contém os multiplicadores de Lagrange.

Para o sistema mecânico representativo da cadeira de rodas, as matrizes dinâmicas são mostradas nas equações (5.33), (5.34) e (5.35).

$$M(q) = \begin{bmatrix} M & 0 & -M_c d \sin(\theta_R) & 0 & 0 \\ 0 & M & M_c d \cos(\theta_R) & 0 & 0 \\ -M_c d \sin(\theta_R) & M_c d \cos(\theta_R) & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_w & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_w \end{bmatrix} \quad (5.33)$$

$$C(q, \dot{q}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -M_c d \dot{\omega} \cos(\theta_R) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -M_c d \dot{\omega} \sin(\theta_R) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.34)$$

$$E(q) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.35)$$

O vetor de torque contém os torques de propulsão em cada motor, conforme equação

$$\tau = \begin{bmatrix} \tau_d \\ \tau_e \end{bmatrix} \quad (5.36)$$

Onde:

τ_d : É o torque de propulsão da roda direita;

τ_e : É o torque de propulsão da roda esquerda.

Da análise vetorial de movimentação da cadeira de rodas, bem como das Figuras 5.4 e 5.5 pode-se notar que as velocidades em relação ao referencial inercial podem ser escritas conforme o referencial no centro geométrica da cadeira de rodas conforme equações (5.37) e (5.38).

$$\dot{X}_R = \frac{(V_d + V_e) \cos(\theta_R)}{2} \quad (5.37)$$

$$\dot{Y}_R = \frac{(V_d + V_e) \sin(\theta_R)}{2} \quad (5.38)$$

Das equações (5.4), (5.5), (5.23), (5.24), (5.37) e (5.38), a derivada do vetor de coordenadas generalizadas pode ser escrita conforme equação (5.39).

$$\dot{q} = S(q)\eta \quad (5.39)$$

Onde η e $S(q)$ podem ser escritos conforme as equações (5.40) e (5.41).

$$\eta = \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_{rd} \\ \dot{\varphi}_{re} \end{bmatrix} \quad (5.40)$$

$$S(q) = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} S_{rd} \cos(\theta_R) & S_{re} \cos(\theta_R) \\ S_{rd} \sin(\theta_R) & S_{re} \sin(\theta_R) \\ \frac{2S_{rd}}{B} & -\frac{2S_{re}}{B} \\ 2 & 0 \\ 0 & 2 \end{bmatrix} \quad (5.41)$$

Derivando-se a equação (5.39), obtém-se a equação (5.42).

$$\ddot{q} = \dot{S}(q)\eta + S(q)\dot{\eta} \quad (5.42)$$

Substituindo-se as expressões (5.39) e (5.42) na equação (5.32), obtém-se a equação (5.43).

$$\overline{M(q)}\dot{\eta} + \overline{C(q, \dot{q})}\dot{\eta} = \overline{E(q)}\tau - S(q)^T A(q, \dot{q})^T \lambda \quad (5.43)$$

Onde:

$$\overline{M(q)} = S(q)^T M(q) S(q) \quad (5.44)$$

$$\overline{C(q, \dot{q})} = S(q)^T M(q) \dot{S}(q) + S(q)^T C(q, \dot{q}) S(q) \quad (5.45)$$

$$\overline{E(q)} = S(q)^T E(q) \quad (5.46)$$

As colunas da matriz $S(q)$ geram o espaço nulo da matriz $A(q, \dot{q})$, conforme equação (5.47).

$$S(q)^T A(q, \dot{q})^T = 0 \quad (5.47)$$

Assim, a equação canônica fica definida pela expressão (5.48).

$$\overline{M(q)}\dot{\eta} + \overline{C(q, \dot{q})}\dot{\eta} = \overline{E(q)}\tau \quad (5.48)$$

As velocidades de rotação das rodas motrizes da cadeira de rodas podem ser expressas conforme as velocidades linear e angular do veículo conforme equações (5.49) e (5.50).

$$V_d = V + \frac{B}{2}\omega \quad (5.49)$$

$$V_e = V - \frac{B}{2}\omega \quad (5.50)$$

Pode-se expressar a equação canônica do sistema em função do vetor das velocidades linear V e angular ω por meio da transformação mostrada na equação (5.51).

$$\eta = Xu \quad (5.51)$$

Onde u e X podem ser calculados conforme as equações (5.52) e (5.53):

$$u = \begin{bmatrix} V \\ \omega \end{bmatrix} \quad (5.52)$$

$$X = \begin{bmatrix} \frac{1}{S_{rd}} & \frac{B}{2S_{rd}} \\ \frac{1}{S_{re}} & -\frac{B}{2S_{re}} \end{bmatrix} \quad (5.53)$$

Com isso, define-se $\dot{\eta}$ conforme equação (5.54).

$$\dot{\eta} = \dot{X}u + X\dot{u} \quad (5.54)$$

Substituindo as expressões (5.51) e (5.54) na equação (5.48), tem-se a equação (5.55).

$$\widetilde{M}(q)\dot{u} + \widetilde{C}(q, \dot{q})\dot{u} = \overline{E}(q)\tau \quad (5.55)$$

Onde:

$$\widetilde{M}(q) = \overline{M}(q)X \quad (5.56)$$

$$\widetilde{C}(q, \dot{q}) = \overline{M}(q)\dot{X} + \overline{C}(q, \dot{q})X \quad (5.57)$$

Assim, o modelo fica determinado de tal forma que as entradas são os torques resultantes nas rodas e as saídas são as velocidades linear V e angular ω do veículo.

6 Conclusão

O trabalho apresentado teve por objetivo mostrar modelos que possam descrever as condições de movimentação de uma cadeira de rodas semiautônoma do ponto de vista dinâmico, ou seja, sob efeitos das perturbações impostas pelo ambiente.

O texto focou em três abordagens: a primeira é o projeto do sistema de acionamento dos motores, a segunda foi uma integração entre *softwares* especializados para reproduzir as condições de deslocamento do veículo e realizar um estudo dinâmico do sistema e a terceira foi a proposta de um modelo matemático baseado no escorregamento presente nas rodas motrizes.

O sistema de acionamento segue o padrão de desenvolvimento de sistemas de controle para motores elétricos, em que se opta pelo uso do controle vetorial, a fim de conseguir boa precisão no rastreamento de velocidade e torque.

O uso de controladores do tipo PI, projetado pelo método do LGR, indica que controladores lineares são eficientes em sistemas mais complexos, tais como veículos.

A etapa de acionamento foi projetada em *Matlab/Simulink*[®] devido às facilidades que tal *software* oferece para implementação e projeto de sistemas de controle.

O uso do *CoppeliaSim*[®] restringiu-se à modelagem dos efeitos mecânicos do veículo, visto que este *software* oferece um conjunto completo de bibliotecas e funções capazes de reproduzir virtualmente os mais diversos fenômenos observados em um protótipo real. Devido à pandemia de Covid-19 e a consequente impossibilidade de desenvolver uma atividade experimental, o *CoppeliaSim*[®] mostrou-se uma opção viável e confiável para modelagem mecânica da cadeira de rodas.

Além disso, este trabalho trás uma importante contribuição, visto que a integração proposta de *softwares* especializados em controle (*Matlab/Simulink*[®]) e sistemas mecânicos (*CoppeliaSim*[®]), respectivamente, é facilmente adaptável para aplicações em diversos outros tipos de simulação em robótica móvel ou de manipuladores, bem como outros tipos de veículos.

De acordo com os resultados mostrados, avalia-se que a integração entre os *softwares* *Matlab/Simulink*[®] e *CoppeliaSim*[®] foi bem sucedida e através da construção deste modelo de simulação pode-se estudar os efeitos dos desbalanços físicos sobre o veículo na trajetória percorrida.

As diversas situações simuladas no Capítulo 4 tiveram por objetivo mapear as condições ambientais pelas quais o veículo será submetido. Com isso, a análise da trajetória

busca compreender quais as variáveis do sistema interferem nos desvios observados.

Se a abordagem de movimentação for puramente cinemática espera-se que ao se comandar velocidades iguais em ambas as rodas motrizes o movimento observado seja em linha reta e com isso, para se controlar a trajetória basta que se ajuste as velocidades nas rodas. No entanto, isto só ocorre em situações e ambientes muito específicos, não há como garantir que o usuário do veículo sempre submeta a cadeira de rodas a este tipo de situação ou ambiente.

Em geral, mesmo com o mesmo comando de velocidade nas rodas, observa-se um desvio de trajetória, o que implica que as velocidades de rotação dos pneus não são suficientes para descrever todas as condições de movimentação. Dessa maneira, resta avaliar os torques eletromagnéticos reproduzidos por cada motor em cada situação analisada.

Verifica-se que através da análise de resposta de torque produzido pelo motor PMSM pode-se ter uma compreensão da direção de deslocamento da cadeira de rodas no ambiente. Estes efeitos verificados no torque se reproduzem com a mesma dinâmica sobre a corrente de eixo em quadratura, e portanto, a medida desta corrente pode ser utilizada como um possível sinal de controle para correção da direção de movimento do veículo.

Diante do exposto a conclusão que se chega é que duas variáveis de grande importância alteram as condições de deslocamento de um veículo deste porte, são elas: o escorregamento das rodas e os torques eletromagnéticos produzidos pelos motores.

Logo, o Capítulo 5 trouxe uma abordagem de modelo matemático que tenta levar em consideração o torque e o escorregamento nos pneus para tentar compreender os fenômenos observados no Capítulo 4.

Por fim, o desenvolvimento de um modelo dinâmico para o sistema estudado pode contribuir para o projeto de leis de controle que corrijam a trajetória do veículo, bem como fornece uma melhor compreensão da dinâmica de seu movimento ao longo do tempo.

6.1 Trabalhos Futuros

Como sugestões para trabalhos futuros pode-se elencar alguns itens:

- Aprimoramento da simulação desenvolvida;
- Busca de uma estratégia de controle para correção da trajetória do veículo;
- Validação experimental do modelo dinâmico baseado na mecânica lagrangeana;
- Desenvolver um observador do escorregamento nas rodas motrizes e estimação da velocidade linear e angular do veículo;
- Desenvolvimento de um modelo dinâmico considerando-se os efeitos gerados pelas rodas castor;
- Desenvolvimento de um observador de orientação das rodas castor e implementação deste em leis de controle para correção de trajetória;
- Redução de sensores para o novo protótipo.

6.2 Trabalhos publicados

1. **Congresso Brasileiro de Eletrônica de Potência (COBEP)** - Study of trajectory deviation of a semi-autonomous wheelchair based on the integration of Simulink[®] with CoppeliaSim[®] software.

Referências

- AGUIRRE, L. A. *Introdução à identificação de sistemas—Técnicas lineares e não-lineares aplicadas a sistemas reais*. [S.l.]: Editora UFMG, 2004. Citado na página 58.
- AHMADLOU, N.; MIRZAEI, M.; RAFATNIA, S. Design of a constrained controller for wheeled mobile robot implemented in v-rep simulator. In: IEEE. *2021 9th RSI International Conference on Robotics and Mechatronics (ICRoM)*. [S.l.], 2021. p. 491–496. Citado na página 86.
- AKYÜN, Y.; HAYATULLAH, N.; TALAS, M. Z.; KÜRÜM, H. Design analysis and verification of pmsm motor for dishwasher machine. In: IEEE. *2019 4th International Conference on Power Electronics and their Applications (ICPEA)*. [S.l.], 2019. p. 1–7. Citado na página 44.
- ALIBABA.COM. *Castor da cadeira móveis giratório 38mm, roda castor tpr*. 2022. Disponível em: <<https://portuguese.alibaba.com/product-detail/38mm-Swivel-furniture-chair-castor-tpr-1600446774211.html>> Acesso em: 03 de agosto de 2022. Citado na página 39.
- ALIBABA.COM. *Servo motor dc 24v dc 24v motor brushless 200w 1500rpm do motor brushless dc com encoder para carro elétrico plano de Logística de transporte*. 2022. Disponível em: <<https://portuguese.alibaba.com/product-detail/servo-motor-dc-24v-dc-24v-62056958684.html>> Acesso em: 03 de agosto de 2022. Citado na página 41.
- ALIEXPRESS. *Cadeira de rodas desportiva ultraleve com manivela manual para deficientes físicos*. 2022. Disponível em: <<https://pt.aliexpress.com/item/4000966345281.html>> Acesso em: 03 de agosto de 2022. Citado na página 37.
- ALUGAMED. *Cadeira de Rodas Jaguaribe Hemiplégico*. 2022. Disponível em: <<https://www.alugamed.com.br/cadeira-de-rodas-hemiplegico/>> Acesso em: 03 de agosto de 2022. Citado na página 37.
- ALVARENGA, F. B. Desenvolvimento de sistemas de motorização alternativa para cadeiras de rodas convencionais. [sn], 2002. Citado na página 33.
- ANDERSEN, L. G.; LARSEN, J. K.; FRASER, E. S.; SCHMIDT, B.; DYRE, J. C. Rolling resistance measurement and model development. *Journal of Transportation Engineering*, American Society of Civil Engineers, v. 141, n. 2, p. 04014075, 2015. Citado na página 132.
- ÅSTRÖM, K. J.; WITTENMARK, B. *Computer-controlled systems: theory and design*. [S.l.]: Courier Corporation, 2013. Citado na página 55.
- ATTALI, X.; PELISSE, F. Looking back on the evolution of electric wheelchairs. *Medical engineering & physics*, v. 23, n. 10, p. 735–743, 2001. Citado 3 vezes nas páginas 41, 42 e 43.

- AVEIMÉDICA. *Cadeira de rodas de Eixo recuado*. 2022. Disponível em: <<https://www.aveimedica.pt/cadeiras-manuais/7850-cadeira-de-rodas-de-eixo-recuado.html>> Acesso em: 03 de agosto de 2022. Citado na página 37.
- AYTEN, K. K.; DUMLU, A.; KALELI, A. Real-time trajectory tracking control for electric-powered wheelchairs using model-based multivariable sliding mode control. In: IEEE. *2017 5th International Symposium on Electrical and Electronics Engineering (ISEEE)*. [S.l.], 2017. p. 1–6. Citado na página 147.
- AZAK, S.; ERDOGAN, E. Performance evaluation of the grid-based fastslam in v-rep using matlab. In: IEEE. *2018 14th International Conference on Advanced Trends in Radioelectronics, Telecommunications and Computer Engineering (TCSET)*. [S.l.], 2018. p. 276–281. Citado na página 70.
- BAKKER, E.; NYBORG, L.; PACEJKA, H. B. Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. *SAE Transactions*, JSTOR, p. 190–204, 1987. Citado na página 125.
- BALASHANMUGHAM, A.; MAHESWARAN, M. Permanent-magnet synchronous machine drives. In: *Applied Electromechanical Devices and Machines for Electric Mobility Solutions*. [S.l.]: IntechOpen, 2019. Citado na página 44.
- BARBI, I. *Teoria fundamental do motor de indução*. [S.l.]: Editora da UFSC Florianópolis, 1985. Citado na página 67.
- BAUDRY, A.; GUEGAN, S.; BABEL, M. Taking caster wheel behavior into account in the kinematics of powered wheelchairs. *Modelling, measurement and control C*, v. 79, n. 4, p. 168–172, 2018. Citado na página 29.
- BIM, E. *Máquinas elétricas e acionamento*. [S.l.]: Elsevier, 2012. v. 3. Citado na página 67.
- BISSOLI, A. L. C.; LIMA, L. E. M. de; LOVATTE, M. A. Automatic path generation and reactive behavior for a wheel chair. In: IEEE. *2013 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*. [S.l.], 2013. p. 525–532. Citado na página 29.
- BOLDEA, I.; NASAR, S. A. *Electric drives*. [S.l.]: CRC press, 2016. Citado 2 vezes nas páginas 47 e 166.
- BRASIL, M. *Cadeira de Rodas Motorizada 44cm Preta Freedom Styles 13; Cadeira de Rodas Motorizada Freedom Millenium C; Scooter Elétrica Cadeira Motorizada Freedom Mirage LX*. 2022. Disponível em: <https://www.mobilitybrasil.com.br/marca/freedom.html?gclid=EAIaIQobChMI5LqAtYKr-QIVVOTIC0phQNBEEAAYASAAEgJGa_D_BwE> Acesso em: 03 de agosto de 2022. Citado na página 39.
- CHAKRABORTY, S.; AITHAL, P. Forward kinematics demonstration of 6df robot using coppeliasim and c. *International Journal of Applied Engineering and Management Letters (IJAEML)*, v. 5, n. 1, p. 29–37, 2021. Citado na página 27.
- CHAPMAN, S. J. *Fundamentos de máquinas elétricas*. [S.l.]: AMGH editora, 2013. Citado na página 67.
- CHÉNIER, F.; BIGRAS, P.; AISSAOUI, R. An orientation estimator for the wheelchair’s caster wheels. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, IEEE, v. 19, n. 6, p. 1317–1326, 2010. Citado na página 30.

- CHESNEY, D. A.; AXELSON, P. Preliminary test method for the determination of surface firmness [wheelchair propulsion]. *IEEE Transactions on Rehabilitation Engineering*, IEEE, v. 4, n. 3, p. 182–187, 1996. Citado na página 28.
- CHUY, O.; COLLINS, E. G.; ORDONEZ, C.; CANDIOTTI, J.; WANG, H.; COOPER, R. Slip mitigation control for an electric powered wheelchair. In: IEEE. *2014 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. [S.l.], 2014. p. 333–338. Citado na página 29.
- COELHO, J.; SÁ, R.; RIBEIRO, T.; RIBEIRO, A. F.; DIAS, B.; LOPES, G.; FLORES, P. Study of the locomotion of a hexapod using coppeliasim and ros. 2021. Citado na página 71.
- COOPER, R. A. *Rehabilitation engineering applied to mobility and manipulation*. [S.l.]: CRC Press, 1995. Citado 6 vezes nas páginas 35, 36, 37, 38, 39 e 40.
- COPPELIA ROBOTICS. *CoppeliaSim User Manual*. [S.l.], 2022. Citado 3 vezes nas páginas 71, 72 e 86.
- DHAOUADI, R.; HATAB, A. A. Dynamic modelling of differential-drive mobile robots using lagrange and newton-euler methodologies: A unified framework. *Advances in Robotics & Automation*, v. 2, n. 2, p. 1–7, 2013. Citado 4 vezes nas páginas 144, 145, 146 e 170.
- DING, D.; COOPER, R. A. Electric powered wheelchairs. *IEEE Control Systems Magazine*, IEEE, v. 25, n. 2, p. 22–34, 2005. Citado na página 34.
- DU, H.; CAO, D.; ZHANG, H. *Modeling, dynamics, and control of electrified vehicles*. [S.l.]: Woodhead Publishing, 2017. Citado na página 128.
- FABREGAS, E.; FARIAS, G.; PERALTA, E.; VARGAS, H.; DORMIDO, S. Teaching control in mobile robotics with v-rep and a khepera iv library. In: IEEE. *2016 IEEE conference on Control Applications (CCA)*. [S.l.], 2016. p. 821–826. Citado na página 70.
- FARIAS, G.; TORRES, E.; FABREGAS, E.; VARGAS, H.; DORMIDO-CANTO, S.; DORMIDO, S. Navigation control of the khepera iv model with opencv in v-rep simulator. In: IEEE. *2018 IEEE International Conference on Automation/XXIII Congress of the Chilean Association of Automatic Control (ICA-ACCA)*. [S.l.], 2018. p. 1–6. Citado na página 70.
- FASTER, C. d. R.; (AMPID), A. N. dos Membros do Ministério Público de Defesa dos Direitos dos Idosos e Pessoas com D. *Cadeira de rodas e sua evolução histórica*. 2012. Disponível em: <<https://www.deficienteciente.com.br/cadeira-de-rodas-e-sua-evolucao-historica.html>> Acesso em: 03 de agosto de 2022. Citado na página 34.
- FRANKLIN, G. F.; POWELL, J. D.; EMAMI-NAEINI, A. *Feedback control of dynamic systems*. [S.l.]: Pearson London, 2015. Citado na página 63.
- FREESE, M.; SINGH, S.; OZAKI, F.; MATSUHIRA, N. Virtual robot experimentation platform v-rep: A versatile 3d robot simulator. In: SPRINGER. *International Conference on Simulation, Modeling, and Programming for Autonomous Robots*. [S.l.], 2010. p. 51–62. Citado na página 70.

- GERSDORF, B.; SHI, H.; FILIPE, J.; FERRIER, J. A castor wheel controller for differential drive wheelchairs. In: CITESEER. *ICINCO (2)*. [S.l.], 2010. p. 174–179. Citado na página 29.
- GUO, S.; COOPER, R. A.; CORFMAN, T.; DING, D.; GRINDLE, G. Influence of wheelchair front caster wheel on reverse directional stability. *Assistive technology*, Taylor & Francis, v. 15, n. 2, p. 98–104, 2003. Citado na página 40.
- HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. *Fundamentos de física 1: mecânica*. [S.l.]: Livros Técnicos e Científicos Rio de Janeiro, 1996. Citado 2 vezes nas páginas 82 e 83.
- HART, D. W. *Eletrônica de potência: análise e projetos de circuitos*. [S.l.]: McGraw Hill Brasil, 2016. Citado 2 vezes nas páginas 48 e 50.
- HIBBELER, R. C. *Resistência dos materiais*. [S.l.]: Pearson Educación, 2010. Citado 2 vezes nas páginas 128 e 146.
- HUANG, S.; WANG, M.; ZOU, Y. V-rep-based virtual platform on multi-pattern neural control of robotic manipulator. In: IEEE. *2019 Chinese Control And Decision Conference (CCDC)*. [S.l.], 2019. p. 1570–1575. Citado na página 85.
- JOHNSON, B. W.; AYLOR, J. H. Dynamic modeling of an electric wheelchair. *IEEE Transactions on Industry Applications*, IEEE, n. 5, p. 1284–1293, 1985. Citado na página 142.
- JUNIOR, A. d. B. L. *Desenvolvimento e modelagem de uma cadeira de rodas servo-assistida para crianças*. Tese (Doutorado) — Dissertação de Mestrado Universidade Estadual de Campinas, 200p, 2002. Citado 2 vezes nas páginas 32 e 33.
- JÚNIOR, A. N. Robotização de uma cadeira de rodas motorizada: arquitetura, modelos, controle e aplicações. [sn], 2016. Citado na página 139.
- JUNIOR, C. Luiz Machado de S. Modelagem, controle e construção de um robô serial acoplado a um robô móvel do tipo diferencial. [sn], 2019. Citado 3 vezes nas páginas 144, 145 e 147.
- KELOUWANI, S.; OUELLETTE, C.; COHEN, P. Adaptive nonlinear controller design for differential-drive mobile platforms. In: IEEE. *2010 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. [S.l.], 2010. p. 1238–1244. Citado na página 29.
- KHASNABIS, C.; MINES, K.; ORGANIZATION, W. H. *et al. Wheelchair service training package: basic level*. [S.l.]: World Health Organization, 2012. Citado na página 27.
- KOMANDI, G. An evaluation of the concept of rolling resistance. *Journal of Terramechanics*, Elsevier, v. 36, n. 3, p. 159–166, 1999. Citado na página 132.
- KOVÁCS, P. K. *Transient phenomena in electrical machines*. [S.l.]: Akadémiai kiadó, 1984. Citado na página 45.
- KRAUSE, P. C.; WASYNCZUK, O.; SUDHOFF, S. D.; PEKAREK, S. D. *Analysis of electric machinery and drive systems*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2013. v. 75. Citado na página 67.

- KRISHNAN, R. *Permanent magnet synchronous and brushless DC motor drives*. [S.l.]: CRC press, 2017. Citado na página 45.
- LANDAU, I. D.; ZITO, G. *Digital control systems: design, identification and implementation*. [S.l.]: Springer, 2006. v. 130. Citado na página 55.
- LEE, D.-A.; JUNG, D.-G.; WOO, K.-S.; KIM, L.-K.; MOK, H.; HAN, S. Orientation compensation for initially misaligned caster wheels. *International Journal of Control, Automation and Systems*, Springer, v. 11, n. 5, p. 1071–1074, 2013. Citado na página 29.
- LEMONS, N. A. *Mecânica analítica*. [S.l.]: Editora Livraria da Física, 2007. Citado 2 vezes nas páginas 142 e 143.
- LEONHARD, W. *Control of electrical drives*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2001. Citado 2 vezes nas páginas 47 e 166.
- LI, X.; CHEN, W.; ZHANG, W.; GAO, X.; HAO, L. Acceleration of the development for motion planning algorithms using v-rep. In: IEEE. *2019 WRC Symposium on Advanced Robotics and Automation (WRC SARA)*. [S.l.], 2019. p. 7–12. Citado 2 vezes nas páginas 85 e 86.
- LINO, I. R. R. Análise das correntes do pmsm acionado pelo controle do inversor de modo dual na região de potência constante para avaliação do torque pulsante. 2006. Citado 2 vezes nas páginas 47 e 166.
- LJUNG, L. System identification. In: *Signal analysis and prediction*. [S.l.]: Springer, 1998. p. 163–173. Citado na página 59.
- LOJADOMECANICO. *Roda Fixa com Placa e Roda em Poliuretano 113 X 100mm 4 Pol. até 200Kg - COLSON-FLPB.414.PU.E*. 2022. Disponível em: <<https://www.lojadomecanico.com.br/produto/187302/42/492/roda-fixa-com-placa-e-roda-em-poliuretano-113-x-100mm-4-pol-ate-200kg--colson-flpb414pue>> Acesso em: 03 de agosto de 2022. Citado na página 39.
- MALU, S. K.; MAJUMDAR, J. Kinematics, localization and control of differential drive mobile robot. *Global Journal of Research In Engineering*, 2014. Citado na página 140.
- MATHWORKS. *Matlab Documentation*. [S.l.], 2021. Citado na página 67.
- MHATRE, A.; OTT, J.; PEARLMAN, J. Development of wheelchair caster testing equipment and preliminary testing of caster models. *African Journal of Disability, AOSIS*, v. 6, n. 1, p. 1–16, 2017. Citado na página 40.
- MOHAMMED, M.; ABDELMADJID, B.; DJAMILA, B. A fuzzy logic controller for electric powered wheelchair based on lagrange model. In: IEEE. *2019 International Conference on Advanced Electrical Engineering (ICAEE)*. [S.l.], 2019. p. 1–6. Citado na página 147.
- NETO, A. N. de L.; POMILIO, J. A. Model, simulation and analysis of bldcm for a differential controlled electric-powered wheelchair. In: IEEE. *2019 IEEE 15th Brazilian Power Electronics Conference and 5th IEEE Southern Power Electronics Conference (COBEP/SPEC)*. [S.l.], 2019. p. 1–6. Citado 2 vezes nas páginas 44 e 46.

- NETO, A. Nery de L. Desenvolvimento de sistema de acionamento elétrico e de modelagem dinâmica para cadeira de rodas. [sn], 2020. Citado 3 vezes nas páginas 31, 39 e 40.
- NISE, N. S.; SILVA, F. R. da. *Engenharia de sistemas de controle*. [S.l.]: LTC, 2002. v. 3. Citado na página 55.
- OGATA, K. *et al. Modern control engineering*. [S.l.]: Prentice hall Upper Saddle River, NJ, 2010. v. 5. Citado na página 55.
- OLIVARES-MENDEZ, M. A.; KANNAN, S.; VOOS, H. Setting up a testbed for uav vision based control using v-rep & ros: A case study on aerial visual inspection. In: IEEE. *2014 International Conference on Unmanned Aircraft Systems (ICUAS)*. [S.l.], 2014. p. 447–458. Citado na página 70.
- OPEN Dynamics Engine - Manual. [S.l.], 2019. Citado 2 vezes nas páginas 76 e 77.
- ORGANIZATION, W. H. *et al. World report on disability 2011*. [S.l.]: World Health Organization, 2011. Citado na página 27.
- ORTOPONTO. *Cadeira de Rodas Dobrável em X Ortomobil OS1*. 2022. Disponível em: <<https://www.ortoponto.com.br/produto/cadeira-de-rodas-dobavel-em-x-ortomobil-os1-1095>> Acesso em: 03 de agosto de 2022. Citado na página 37.
- PACEJKA, H. *Tire and vehicle dynamics*. [S.l.]: Elsevier, 2005. Citado na página 125.
- PACEJKA, H.; BESSELINK, I. Magic formula tyre model with transient properties. *Vehicle system dynamics*, Taylor & Francis, v. 27, n. S1, p. 234–249, 1997. Citado na página 125.
- PAIVA, F. P. de; CARDOZO, E.; ROHMER, E. A path tracking control algorithm for smart wheelchairs. In: IEEE. *2020 International Symposium on Medical Robotics (ISMR)*. [S.l.], 2020. p. 76–82. Citado na página 29.
- PAIVA, F. Póvoa de. Path control strategies for robotized wheelchairs. [sn], 2020. Citado 3 vezes nas páginas 31, 34 e 140.
- PAREDES, M. G.; POMILIO, J. A. Control system to regenerative and anti-lock braking for electric vehicles. In: IEEE. *2018 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)*. [S.l.], 2018. p. 135–139. Citado na página 29.
- PARK, J. J.; LEE, S.; KUIPERS, B. Discrete-time dynamic modeling and calibration of differential-drive mobile robots with friction. In: IEEE. *2017 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. [S.l.], 2017. p. 6510–6517. Citado na página 29.
- PHILLIPS, C. L.; NAGLE, H. T. *Digital control system analysis and design*. [S.l.]: Prentice Hall Press, 2007. Citado na página 55.
- PILLAY, P.; KRISHNAN, R. Modeling of permanent magnet motor drives. *IEEE Transactions on industrial electronics*, IEEE, v. 35, n. 4, p. 537–541, 1988. Citado na página 45.

- QUEIROZ, E. D. *et al.* Sistema de acionamento para máquina síncrona de magnetos permanentes com barramento cc de tensão variável para frenagem regenerativa em veículos elétricos. [sn], 2017. Citado na página 46.
- QUEIROZ, E. D.; POMILIO, J. A. Pmsm drive system with variable dc bus for ev regenerative braking. In: IEEE. *2016 12th IEEE International Conference on Industry Applications (INDUSCON)*. [S.l.], 2016. p. 1–8. Citado na página 45.
- RASHID, M. H. Eletrônica de potência-dispositivos, circuitos e aplicações. *Tradução de L. Abramowicz*, v. 48, 2014. Citado 2 vezes nas páginas 48 e 49.
- ROBOTICS, C. *Dynamics engines properties related to joints*. 2022. Disponível em: <<https://www.coppeliarobotics.com/helpFiles/en/jointDynamicEngineProperties.htm>> Acesso em: 02 de agosto de 2022. Citado na página 77.
- ROBOTICS, C. *Material properties*. 2022. Disponível em: <<https://www.coppeliarobotics.com/helpFiles/en/shapeDynamicEngineProperties.htm>> Acesso em: 16 de abril de 2022. Citado na página 76.
- ROBOTICS, C. *Primitive shapes*. 2022. Disponível em: <<https://www.coppeliarobotics.com/helpFiles/en/primitiveShapes.htm>> Acesso em: 02 de agosto de 2022. Citado na página 78.
- ROBOTICS, C. *Remote API functions (Matlab)*. 2022. Disponível em: <<https://www.coppeliarobotics.com/helpFiles/en/remoteApiFunctionsMatlab.htm>> Acesso em: 17 de abril 2022. Citado na página 86.
- ROHMER, E.; SINGH, S. P.; FREESE, M. V-rep: A versatile and scalable robot simulation framework. In: IEEE. *2013 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. [S.l.], 2013. p. 1321–1326. Citado na página 27.
- SALVUCCI, V.; OH, S.; HORI, Y. New approach to force sensor-less power assist control for high friction and high inertia systems. In: IEEE. *2010 IEEE International Symposium on Industrial Electronics*. [S.l.], 2010. p. 3559–3564. Citado na página 29.
- SERRALHEIRO, W. A. d. O. *Arquitetura de controle de movimento para um robô móvel sobre rodas visando otimização energética*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo. Citado na página 139.
- SIEGWART, R.; NOURBAKHSH, I. R.; SCARAMUZZA, D. *Introduction to autonomous mobile robots*. [S.l.]: MIT press, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 29 e 141.
- SMITH, R. *Dynamics Simulation - A whirlwind tour - (Current State, and New Frontiers)*. 2004. Disponível em: <<http://www.ode.org/>> Acesso em: 02 de agosto de 2022. Citado 2 vezes nas páginas 76 e 77.
- SMITH, R. L. *Open Dynamics Engine - Russ Smith*. 2022. Disponível em: <<http://www.ode.org/>> Acesso em: 02 de agosto de 2022. Citado na página 76.
- SMITH, R. V.; LESLIE, J. H. *Rehabilitation engineering*. [S.l.]: CRC Press Boca Raton, FL, 1990. Citado na página 33.

- TAKIMOTO, A.; HASHIMOTO, H.; NIITSUMA, M. Effective destination determination for semi-autonomous smart electric wheelchair based on history of human activity. In: IEEE. *2014 12th IEEE International Conference on Industrial Informatics (INDIN)*. [S.l.], 2014. p. 763–769. Citado na página 35.
- TURSYNBEK, I.; SHINTEMIROV, A. Modeling and simulation of spherical parallel manipulators in coppeliasim (v-rep) robot simulator software. In: IEEE. *2020 International Conference Nonlinearity, Information and Robotics (NIR)*. [S.l.], 2020. p. 1–6. Citado na página 70.
- VELÁZQUEZ, R.; GUTIÉRREZ, C. Modeling and control techniques for electric powered wheelchairs: An overview. In: IEEE. *2014 IEEE Central America and Panama Convention (CONCAPAN XXXIV)*. [S.l.], 2014. p. 1–6. Citado na página 27.
- WOODS, B.; WATSON, N. A short history of powered wheelchairs. *Assistive Technology*, Taylor & Francis, v. 15, n. 2, p. 164–180, 2003. Citado 3 vezes nas páginas 32, 33 e 34.
- WU, B.-F.; CHANG, P.-J.; CHEN, Y.-S.; HUANG, C.-W. An intelligent wheelchair anti-lock braking system design with friction coefficient estimation. *Ieee Access*, IEEE, v. 6, p. 73686–73701, 2018. Citado na página 29.
- YANCO, H. A.; GIPS, J. Preliminary investigation of a semi-autonomous robotic wheelchair directed through electrodes. In: *Proc. Rehabilitation Engineering Society of North America 1997 Annual Conference*. [S.l.: s.n.], 1997. p. 414–416. Citado na página 27.
- ZAMFIRESCU, I.; PASCAL, C. Modelling and simulation of an omnidirectional mobile platform with robotic arm in coppeliasim. In: IEEE. *2020 24th International Conference on System Theory, Control and Computing (ICSTCC)*. [S.l.], 2020. p. 667–672. Citado na página 72.
- ZANEI, A. R.; LEONARDI, F.; ANDRADE, A. A. de; SILVA, O. L. Estimação da força tangencial para o controle de impedância de cadeira de rodas servo-assistida. In: IEEE. *2021 14th IEEE International Conference on Industry Applications (INDUSCON)*. [S.l.], 2021. p. 1102–1109. Citado na página 42.
- ZHANG, H.; YANG, T. A simulation system for testing robotic navigation based on coppeliasim and ros. In: IEEE. *2021 6th International Conference on Control, Robotics and Cybernetics (CRC)*. [S.l.], 2021. p. 96–100. Citado na página 70.

APÊNDICE A – Descrição detalhada do modelo de simulação

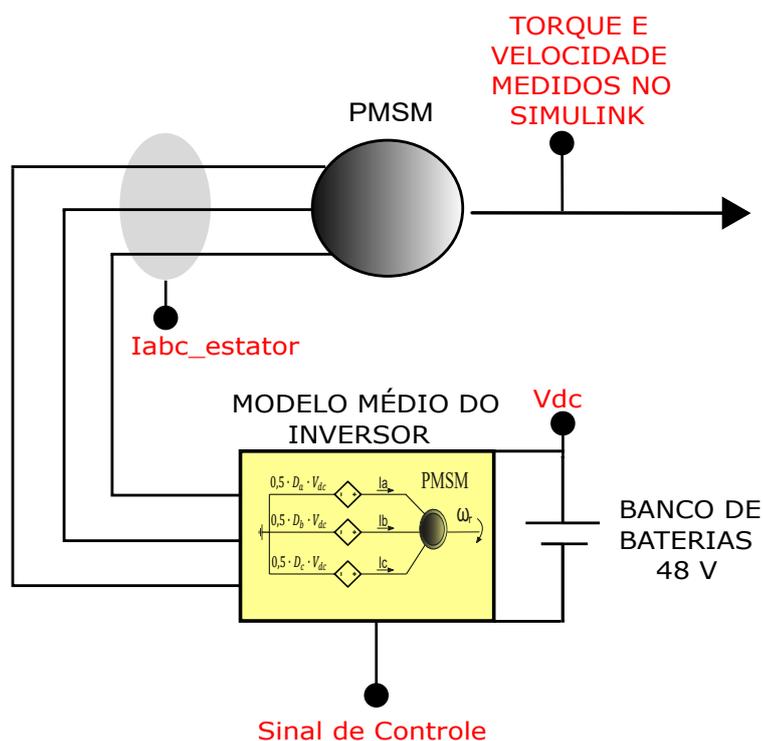
A Figura 4.1 apresenta um modelo em blocos de como foi feita a troca de informações entre o *Matlab/Simulink*[®] e o *CoppeliaSim*[®].

A descrição de cada bloco da Figura será apresentada a seguir:

1. Acionamento do motor:

O diagrama base de acionamento do motor pode ser observado na Figura A.1.

Figura A.1 – Simulação de acionamento do motor



Fonte: autor

Nesta etapa da simulação, um modelo de motor presente no *Matlab/Simulink*[®] é acionado por meio de um modelo em variáveis médias de um inversor trifásico alimentado por um banco de baterias de 48 V, cujas equações de implementação estão desenvolvidas na Seção 3.2.1 do Capítulo 3. O sinal de controle indicado na Figura A.1 trata-se do ciclo de trabalho dos transistores do conversor.

Além disso, é possível observar que o bloco presente no *Matlab/Simulink*[®], representativo do motor, permite a aferição das correntes trifásicas nos enrolamentos da

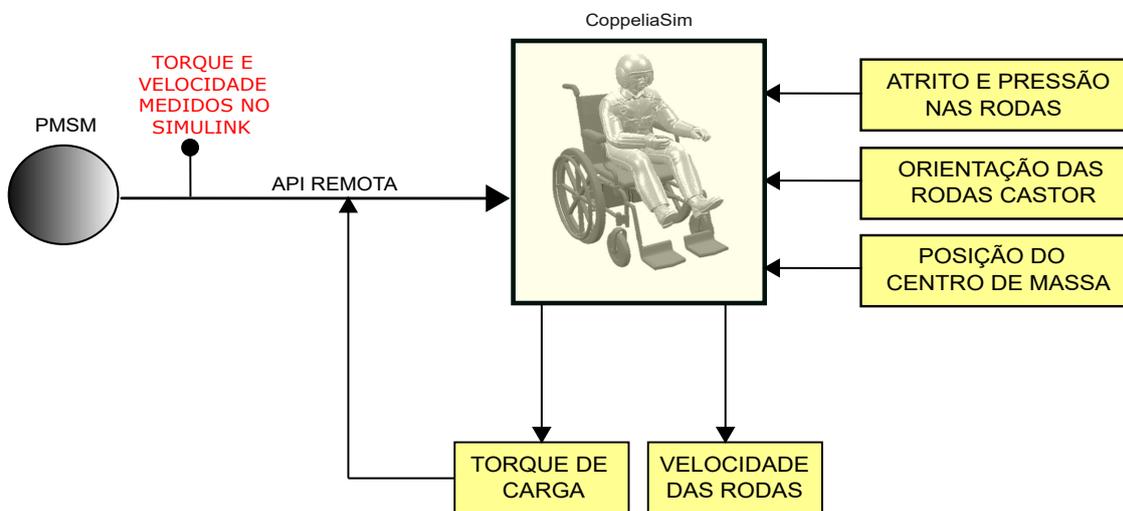
máquina, bem como de torque e velocidade no eixo do motor.

2. Etapa mecânica de simulação:

Conforme pode ser visto na Figura A.1, o *Matlab/Simulink*[®] produzirá dois sinais mecânicos fundamentais para o acionamento da cadeira de rodas semiautônoma, são eles: torque e velocidade.

De acordo com a Figura A.2 estes sinais serão transmitidos às juntas, que funcionam como motor e acoplam as rodas motrizes ao corpo do veículo no modelo mecânico presente no *CoppeliaSim*[®].

Figura A.2 – Troca de informações entre os *softwares*



Fonte: autor

O sinal de torque enviado pelo *Matlab/Simulink*[®] será responsável por gerar o torque máximo necessário para que a junta gire a roda motriz com a velocidade solicitada pelo *Matlab/Simulink*[®]. Com isso, o veículo e toda a estrutura de simulação mecânica presente no *CoppeliaSim*[®] responderão ao estímulo produzindo sinais de perturbações (bloco torque de carga) que serão enviados de volta ao *Matlab/Simulink*[®] para a estrutura de controle lá desenvolvida.

As perturbações que geram o torque de carga mencionado na Figura A.2 são atritos entre os pneus e o piso, posição do centro de massa do veículo, área de contato entre o pneu e o piso (simulando rigidez nas rodas) ou desalinhamento das rodas castor com o sentido do movimento. As configurações destas perturbações estão descritas no Capítulo 4 na Seção 4.3.

Além disso, a velocidade das rodas medida no *CoppeliaSim*[®] é mensurada para fins de realimentação do sistema de acionamento do motor que será detalhado mais adiante.

Vale ressaltar que o acoplamento entre o eixo do motor no *Matlab/Simulink*[®] e a junta presente no *CoppeliaSim*[®] não é perfeito, visto que as variáveis do *CoppeliaSim*[®] respondem com certo atraso aos comandos do *Matlab/Simulink*[®], bem como há diferenciações entre os simuladores que causam problemas à dinâmica do eixo que acopla a parte mecânica ao motor elétrico.

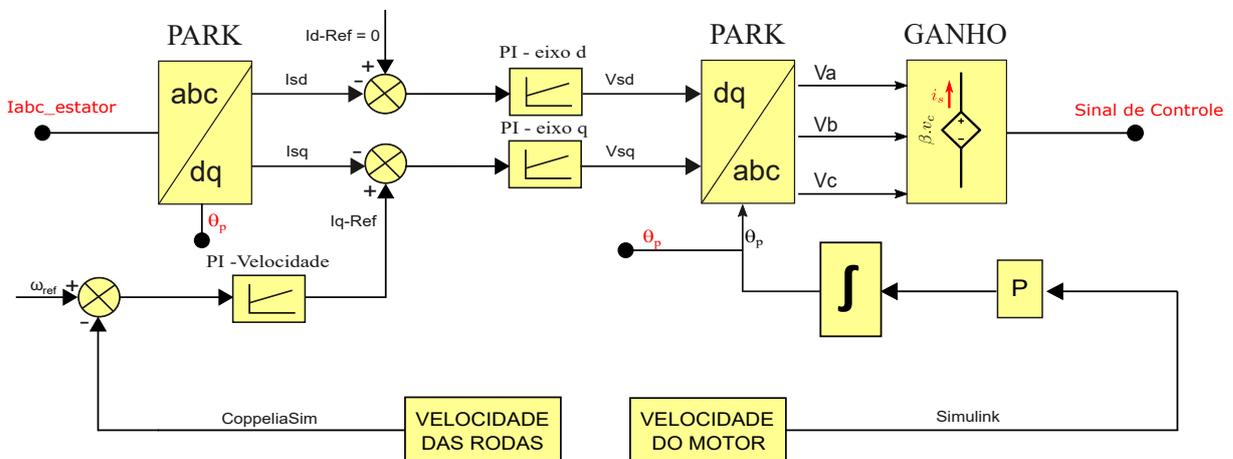
Ademais, para equiparar o máximo possível as dinâmicas do eixo do motor no *Matlab/Simulink*[®] com o eixo da junta no *CoppeliaSim*[®], a inércia da roda motriz (no *CoppeliaSim*[®]) foi configurada com a mesma ordem de grandeza da inércia de saída do conjunto caixa de redução/motor presente no *Matlab/Simulink*[®] de modo a se tentar conseguir uma homogeneidade entre as dinâmicas dos componentes de simulação presentes em cada *software*.

Por fim, todo o procedimento descrito de troca de informações entre os *softwares* é realizado por meio da API remota.

3. Etapa de controle

A Figura A.3 mostra a etapa de controle do conjunto motor e cadeira de rodas.

Figura A.3 – Diagrama de bloco dos sistema de controle do conjunto motor/cadeira de rodas



Fonte: autor

De acordo com a Figura A.3 é possível observar que duas etapas de controle são preponderantes.

A primeira etapa trata-se do controle de variáveis elétricas do motor, que para o caso da aplicação em questão são as correntes trifásicas. Realizar o controle destas grandezas no sistema trifásico é uma tarefa complexa, visto que tais correntes trifásicas são variáveis acopladas entre si. Para solucionar esta questão, a transformada de Park surge como um elemento capaz de criar um modelo equivalente para

a dinâmica de corrente do sistema com componentes desacopladas, ou quase que totalmente desacopladas.

A partir das correntes fornecidas pelo bloco do motor no *Matlab/Simulink*[®], pode-se programar a transformação de Park, mostrada na Seção 4.2.2 do Capítulo 4 e obter correntes constantes e quase que totalmente desacopladas entre si. Estas correntes constantes são obtidas por meio de rotações feitas no sistema de referência trifásico de modo a criar um eixo girante que possua velocidade igual à rotação do eixo do motor ponderada pelo número de pares de polos da máquina. Por conta disso, é de fundamental importância medir a posição espacial do rotor a cada instante de medição de corrente para que a transformação possa ser feita de maneira efetiva. Este tratamento matemático permite simplificar as leis de controle, bem como controlar variáveis do motor, tais como fluxo magnético e torque de maneira independente.

A transformação de Park que converte as correntes senoidais trifásicas em correntes constantes no tempo é mostrada de acordo com a equação (A.1).

$$\begin{bmatrix} I_d \\ I_q \\ I_0 \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos(\theta_p) & \cos(\theta_p - \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta_p - \frac{4\pi}{3}) \\ -\sin(\theta_p) & -\sin(\theta_p - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta_p - \frac{4\pi}{3}) \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_a \\ I_b \\ I_c \end{bmatrix} \quad (\text{A.1})$$

Onde I_a , I_b e I_c são as correntes senoidais trifásicas medidas no estator da máquina. As correntes I_d , I_q e I_0 são as correntes de eixo direto, em quadratura e de sequência zero, respectivamente (componente de sequência zero é nula em sistemas equilibrados). O ângulo θ_p é a posição espacial do rotor da máquina ponderada pelo número de pares de polos da mesma.

Com isso, as correntes trifásicas são convertidas em duas correntes constantes, a corrente de eixo direto e a corrente de eixo em quadratura. O modelo dinâmico do motor que contempla estas correntes pode ser observado na Seção 3.1.1 do Capítulo 3.

Para cada corrente no referencial síncrono existe um controlador PI. O controle da corrente de eixo direto é responsável por manter uma relação ótima de torque e corrente na máquina (LINO, 2006), (LEONHARD, 2001), (BOLDEA; NASAR, 2016). O controle de corrente de eixo em quadratura é responsável por enviar um comando de torque ao eixo do motor.

Os sinais de atuação produzidos pelos controladores de corrente são tensões referidas ao referencial síncrono de Park. Entretanto, o referencial de acionamento do motor, bem como de comando das chaves do inversor, trata-se do sistema trifásico. Logo, estas tensões precisam ser convertidas em tensões trifásicas. Este procedimento é mostrado por meio da aplicação do operador definido na equação (A.2).

$$\begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_p) & -\sin(\theta_p) & 1 \\ \cos(\theta_p + \frac{4*\pi}{3}) & -\sin(\theta_p + \frac{4*\pi}{3}) & 1 \\ \cos(\theta_p + \frac{2*\pi}{3}) & -\sin(\theta_p + \frac{2*\pi}{3}) & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_d \\ V_q \\ V_0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.2})$$

Onde V_a , V_b e V_c são as tensões senoidais trifásicas que serão moduladoras do sinal de comando das chaves do inversor. As tensões V_d , V_q e V_0 são as tensões de eixo direto, em quadratura e de sequência zero respectivamente (componente de sequência zero é nula em sistemas equilibrados) produzidas pela ação de controle de corrente. O ângulo θ_p é a posição espacial do rotor da máquina ponderada pelo número de pares de polos da mesma.

A segunda etapa mencionada trata-se do controle de velocidade que é realizado de forma cascadeada com o controle de corrente. Em verdade, a dinâmica de corrente é mais rápida que a dinâmica de velocidade, permitindo que este tipo de controle seja possível. A corrente de eixo em quadratura é responsável por gerar um sinal de torque que provocará uma aceleração no eixo do motor levando-o para o estágio de velocidade desejado.

A realimentação de velocidade é feita com o sinal proveniente do *CoppeliaSim*[®]. O controlador PI de velocidade gera um sinal de referência para a malha de corrente de eixo em quadratura, visto que para atingir o novo estágio de velocidade desejado se faz necessário gerar torque ao eixo do motor.

Por fim, para que a transformação de Park seja eficiente, ou seja, produza sinais de corrente perfeitamente constantes, para a geração do ângulo θ_p utiliza-se a posição do rotor medida com o modelo do *Matlab/Simulink*[®] em detrimento da posição medida da roda diretamente do *CoppeliaSim*[®], visto que as imperfeições do acoplamento criado virtualmente para esta simulação podem causar problemas ao se utilizar este operador com variáveis externas ao *Matlab/Simulink*[®].

APÊNDICE B – Modelo cinemático

A dedução da equação (5.12) parte da Figura 5.3 que mostra as variáveis ρ , α e β para um movimento em direção a um determinado objetivo. Assim, o veículo parte de uma posição inicial (X_R, Y_R) e orientação inicial θ_R até uma posição final (X_G, Y_G) e orientação final θ_G .

As equações (B.1), (B.2) e (B.3) definem as variáveis ρ , α e β em função das posições inicial e objetivo da cadeira de rodas.

$$\rho = \sqrt{\Delta X^2 + \Delta Y^2} \quad (\text{B.1})$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\Delta Y}{\Delta X}\right) - \theta_R \quad (\text{B.2})$$

$$\beta = \theta_G - \arctan\left(\frac{\Delta Y}{\Delta X}\right) \quad (\text{B.3})$$

Define-se $\gamma = \arctan\left(\frac{\Delta Y}{\Delta X}\right)$.

Para deduzir a equação (5.12) deriva-se cada uma das expressões (B.1), (B.2) e (B.3). Para organizar a demonstração, cada derivada será feita individualmente.

1. Demonstração para a equação (B.1):

A derivada da equação (B.1) é mostrada na equação (B.4).

$$\dot{\rho} = \frac{-\Delta X \dot{X}_R - \Delta Y \dot{Y}_R}{\sqrt{\Delta X^2 + \Delta Y^2}} = \frac{-\Delta X \dot{X}_R - \Delta Y \dot{Y}_R}{\rho} \quad (\text{B.4})$$

Da Figura 5.3 e da equação (5.1), tem-se que as relações expressas pelas equações (B.5), (B.6), (B.7) e (B.8) são válidas.

$$\Delta X = \rho \cos \gamma \quad (\text{B.5})$$

$$\Delta Y = \rho \sin \gamma \quad (\text{B.6})$$

$$\dot{X}_R = V \cos \theta_R \quad (\text{B.7})$$

$$\dot{Y}_R = V \sin \theta_R \quad (\text{B.8})$$

Substituindo as equações (B.5), (B.6), (B.7) e (B.8) em (B.4), tem-se a equação (B.9).

$$\dot{\rho} = -\frac{\rho \cos(\gamma)V \cos(\theta_R) + \rho \sin(\gamma)V \sin(\theta_R)}{\rho} \quad (\text{B.9})$$

Logo, tem-se a equação (B.10).

$$\dot{\rho} = -V \cos(\gamma - \theta_R) = -V \cos \alpha \quad (\text{B.10})$$

2. Demonstração para a equação (B.2):

A derivada da equação (B.2) é mostrada na equação (B.11).

$$\dot{\alpha} = \frac{1}{\left(\frac{\Delta Y}{\Delta X}\right)^2 + 1} \cdot \frac{-\dot{Y}_R \Delta X + \dot{X}_R \Delta Y}{\Delta X^2} - \dot{\theta}_R \quad (\text{B.11})$$

Simplificando a equação (B.11) e considerando que $\dot{\theta}_R$ é a própria velocidade angular ω do veículo, tem-se a equação (B.12).

$$\dot{\alpha} = \frac{-\dot{Y}_R \Delta X + \dot{X}_R \Delta Y}{\Delta X^2 + \Delta Y^2} - \omega \quad (\text{B.12})$$

Novamente, substituindo-se as equações (B.5), (B.6), (B.7) e (B.8) em (B.12), tem-se a equação (B.13).

$$\dot{\alpha} = \frac{\rho \sin(\gamma)V \cos(\theta_R) - \rho \cos(\gamma)V \sin(\theta_R)}{\rho^2} - \omega \quad (\text{B.13})$$

Simplificando a equação (B.13), tem-se a equação (B.14).

$$\dot{\alpha} = \frac{V \sin(\gamma - \theta_R)}{\rho} - \omega = \frac{V \sin \alpha}{\rho} - \omega \quad (\text{B.14})$$

3. Demonstração para a equação (B.3):

Da análise da equação (B.3) tem-se que sua derivada é dada pela equação (B.15).

$$\dot{\beta} = \dot{\theta}_G - \frac{1}{\left(\frac{\Delta Y}{\Delta X}\right)^2 + 1} \cdot \frac{-\dot{Y}_R \Delta X + \dot{X}_R \Delta Y}{\Delta X^2} \quad (\text{B.15})$$

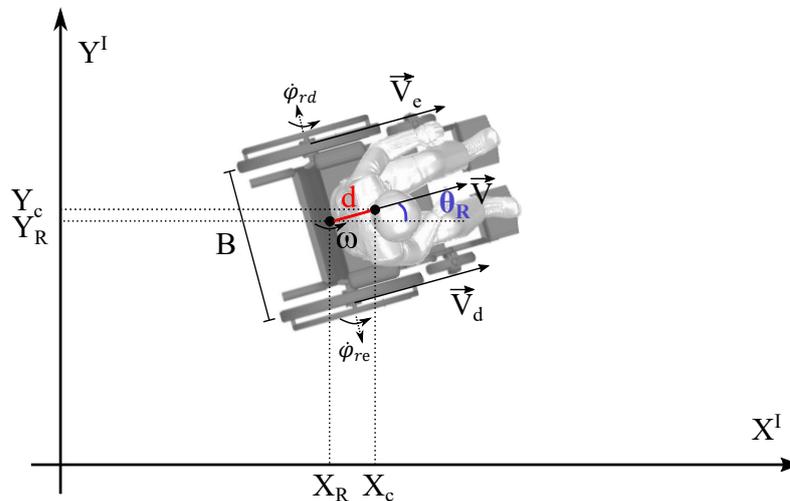
Como θ_G é uma posição angular fixa de referência, sua derivada é nula e portanto o cálculo de $\dot{\beta}$ fica análogo ao desenvolvimento feito para o cálculo de $\dot{\alpha}$, resultando na equação (B.16).

$$\dot{\beta} = -\frac{V \sin \alpha}{\rho} \quad (\text{B.16})$$

APÊNDICE C – Cálculo da energia cinética para uma cadeira de rodas

Para o cálculo da energia cinética total envolvida no movimento de uma cadeira de rodas considera-se a Figura C.1, em que X_R e Y_R são as posições lineares do centro geométrico do veículo, θ_R é a posição angular do veículo e X_c e Y_c são as posições lineares do centro de massa da cadeira.

Figura C.1 – Estrutura de velocidades e posições de uma cadeira de rodas



Fonte: Adaptado de (DHAOUADI; HATAB, 2013)

Considera-se inicialmente apenas o corpo da cadeira sem o efeito das rodas motrizes com massa M_c e momento de inércia I_c . Vale ressaltar que as rodas castor e seus *links* serão consideradas parte integrante do corpo do veículo visto que considerá-las separadamente complicaria o modelo significativamente, além de trazer mais parâmetros às equações, o que não é interessante do ponto de vista prático, visto que suas contribuições de momento de inércia e massa podem ser desprezadas pois possuem ordem de grandeza pequena se comparado aos valores do conjunto do veículo.

Dessa forma, a energia cinética total da plataforma que representa o corpo do veículo é dada pela equação (C.1).

$$E_{c1} = \frac{1}{2}M_cV_c^2 + \frac{1}{2}I_c\omega^2 \quad (C.1)$$

Onde V_c é a velocidade linear do centro de massa da cadeira de rodas que difere da velocidade linear V no centro geométrico da cadeira devido à rotação. No entanto, a

velocidade angular será sempre a mesma, seja no centro geométrico ou no centro de massa.

Com isso, a velocidade linear em relação ao centro de massa da cadeira de rodas pode ser obtida como segue da equação (C.2).

$$V_c = \sqrt{\dot{X}_c^2 + \dot{Y}_c^2} \quad (C.2)$$

Conforme Figura C.1 as posições lineares do centro de massa podem ser escritas em função das posições lineares do centro geométrico conforme as equações (C.3) e (C.4).

$$X_c = X_R + d \cos \theta_R \quad (C.3)$$

$$Y_c = Y_R + d \sin \theta_R \quad (C.4)$$

Onde d é a distância linear entre o centro de massa e o centro geométrico da cadeira de rodas.

Como a velocidade angular se conserva em ambas as posições analisadas (centro de massa e centro geométrico), a posição angular também será a mesma em ambas as posições.

A derivada das equações (C.3) e (C.4) é dada pelas equações (C.5) e (C.6).

$$\dot{X}_c = \dot{X}_R - d\omega \sin \theta_R \quad (C.5)$$

$$\dot{Y}_c = \dot{Y}_R + d\omega \cos \theta_R \quad (C.6)$$

Das equações (C.2), (C.5) e (C.6) tem-se a relação dada pela equação (C.7).

$$V_c^2 = \dot{X}_R^2 + \dot{Y}_R^2 + 2\omega d(\dot{Y}_R \cos \theta_R - \dot{X}_R \sin \theta_R) + d^2\omega^2 \quad (C.7)$$

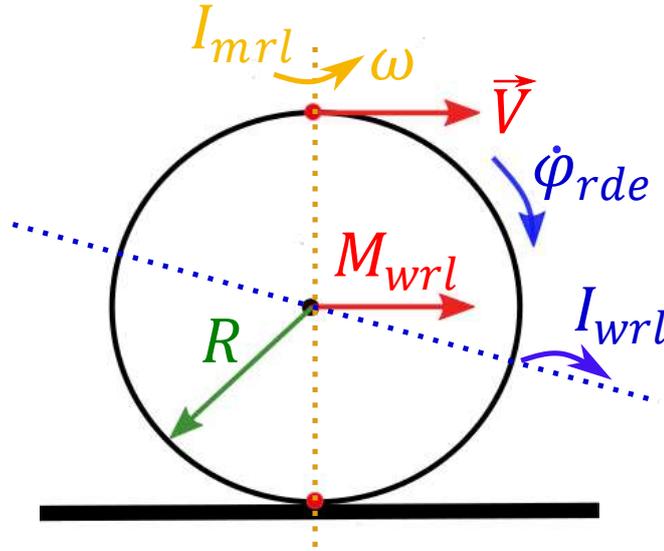
Com isso, substituindo-se a equação (C.7) na equação (C.1), tem-se que a energia cinética total da plataforma do veículo com as rodas castor é dada pela equação (C.8).

$$E_{c1} = \frac{1}{2}M_c [\dot{X}_R^2 + \dot{Y}_R^2 + 2\omega d(\dot{Y}_R \cos \theta_R - \dot{X}_R \sin \theta_R) + d^2\omega^2] + \frac{1}{2}I_c\omega^2 \quad (C.8)$$

Uma vez calculada a energia cinética da plataforma do veículo com as rodas castor, pode-se calcular a energia cinética de cada roda motriz.

Cada roda motriz possui três graus de liberdade de movimento, são eles: o movimento linear e angular provocado pela plataforma, visto que as rodas estão acopladas ao corpo do veículo e o movimento de rotação das rodas devido aos motores. A Figura C.2 mostra cada direção de movimento das rodas motrizes do veículo. Vale ressaltar que o momento de inércia muda conforme a direção de giro se altere, de modo que a Figura C.2 ilustra as massas e momentos de inércia que devem ser considerados para tal cálculo.

Figura C.2 – Graus de liberdade de movimentação de uma roda



Fonte: Autor

As equações (C.9) e (C.10) mostram o cálculo da energia cinética total em cada uma das rodas motrizes.

$$E_{wr} = \frac{1}{2}M_{wr}V_d^2 + \frac{1}{2}I_{mr}\omega^2 + \frac{1}{2}I_{wr}\dot{\varphi}_{rd}^2 \quad (C.9)$$

$$E_{wl} = \frac{1}{2}M_{wl}V_e^2 + \frac{1}{2}I_{ml}\omega^2 + \frac{1}{2}I_{wl}\dot{\varphi}_{re}^2 \quad (C.10)$$

Em virtude da simetria considerada para a cadeira de rodas, as seguintes considerações expressas nas equações (C.11), (C.12) e (C.13) são válidas.

$$M_{wr} = M_{wl} = M_w \quad (C.11)$$

$$I_{mr} = I_{ml} = I_m \quad (C.12)$$

$$I_{wr} = I_{wl} = I_w \quad (C.13)$$

Com isso, pode-se calcular a energia cinética total resultante das componentes das duas rodas motrizes conforme equação (C.14).

$$E_w = E_{wr} + E_{wl} = \frac{1}{2}M_w(V_d^2 + V_e^2) + I_m\omega^2 + \frac{1}{2}I_w(\dot{\varphi}_{rd}^2 + \dot{\varphi}_{re}^2) \quad (C.14)$$

Das equações (5.21) e (5.22) tem-se o resultado apresentado na equação (C.15).

$$V_d^2 + V_e^2 = 2 \left(\dot{X}_R^2 + \dot{Y}_R^2 + \frac{B^2}{4}\omega^2 \right) \quad (C.15)$$

Substituindo-se a equação (C.15) na equação (C.14) tem-se a equação (C.16).

$$E_w = M_w \left(\dot{X}_R^2 + \dot{Y}_R^2 + \frac{B^2}{4}\omega^2 \right) + I_m\omega^2 + \frac{1}{2}I_w(\dot{\varphi}_{rd}^2 + \dot{\varphi}_{re}^2) \quad (C.16)$$

Uma vez calculada a energia cinética do corpo do veículo com as rodas castor e a energia cinética total das duas rodas motrizes, pode-se obter a energia cinética do conjunto rodas e veículo somando-se as equações (C.8) e (C.16). Com isso, a equação (C.17) mostra a expressão final para a energia cinética do veículo.

$$E_c = \frac{1}{2}(M_c + 2M_w)(\dot{X}_R^2 + \dot{Y}_R^2) + M_c\omega d(\dot{Y}_R \cos \theta_R - \dot{X}_R \sin \theta_R) + \frac{1}{2} \left(I_c + M_c d^2 + 2M_w \frac{B^2}{4} + 2I_m \right) \omega^2 + \frac{1}{2}I_w(\dot{\varphi}_{rd}^2 + \dot{\varphi}_{re}^2) \quad (C.17)$$

Com isso, a massa total do veículo, bem como o momento de inércia total do mesmo podem ser calculados conforme as equações (C.18) e (C.19).

$$M = M_c + 2M_w \quad (C.18)$$

$$I = I_c + M_c d^2 + 2M_w \frac{B^2}{4} + 2I_m \quad (C.19)$$

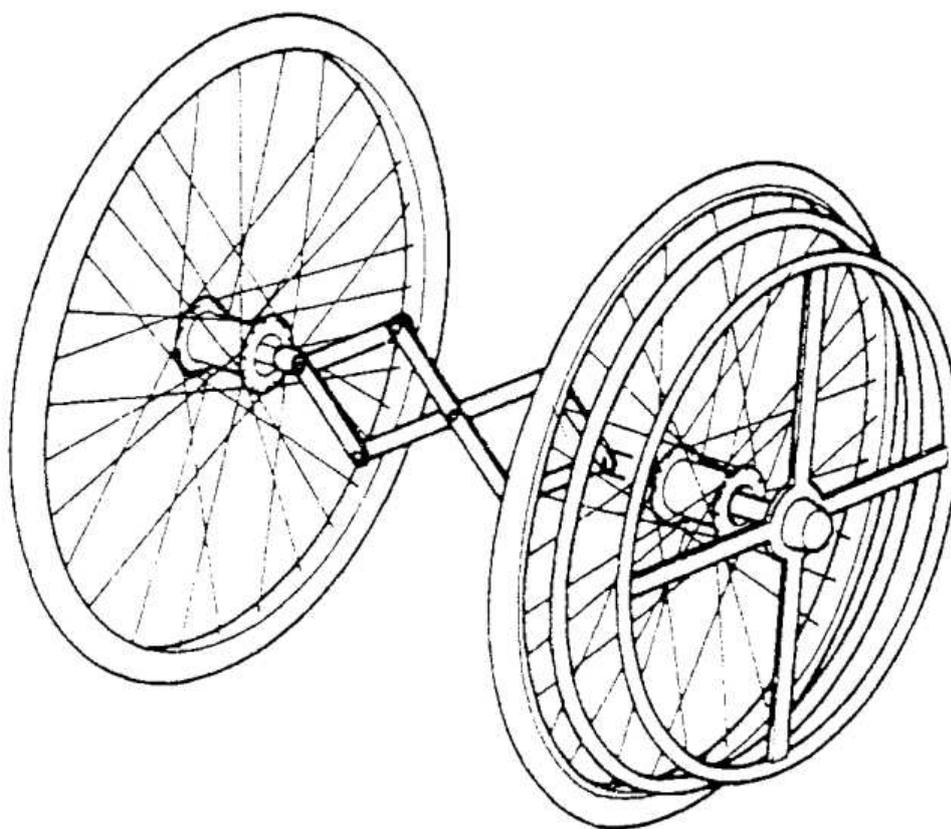
Assim, a energia cinética total do veículo fica definida como na equação (C.20).

$$E_c = \frac{1}{2}M(\dot{X}_R^2 + \dot{Y}_R^2) + M_c d[\dot{Y}_R \cos(\theta_R) - \dot{X}_R \sin(\theta_R)] + \frac{1}{2}I\omega^2 + \frac{1}{2}I_w(\dot{\varphi}_{rd}^2 + \dot{\varphi}_{re}^2) \quad (C.20)$$

ANEXO A – Cadeira de rodas hemiplégica

A Figura A.1 mostra o sistema de propulsão de uma cadeira de rodas hemiplégica. Nela é possível observar que os eixos das rodas são conectados de modo que o usuário realiza o esforço em um dos lados e o movimento é propagado ao outro por meio da interconexão. Para realizar curvas, o usuário pode desengatar o eixo tornando o movimento de cada roda independente.

Figura A.1 – Esquema de propulsão de uma cadeira de rodas hemiplégica



Fonte: Autor