



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
Faculdade de Engenharia Mecânica

Rodrigo Yassuda Yamashita

# **Modelagem e controle de estabilidade aplicada a veículo de tração integral**

CAMPINAS  
2018



Rodrigo Yassuda Yamashita

# **Modelagem e controle de estabilidade aplicada a veículo de tração integral**

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Orientadora: Profa. Ludmila Corrêa de Alkmin e Silva

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO RODRIGO YASSUDA YAMASHITA, E ORIENTADO PELA PROFA. DRA. LUDMILA CORRÊA DE ALKMIN E SILVA.

.....  
ASSINATURA DA ORIENTADORA

CAMPINAS  
2018

**Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s):** CAPES, 33003017

**ORCID:** <https://orcid.org/0000-0002-1785-5393>

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Luciana Pietrosanto Milla - CRB 8/8129

Y147m Yamashita, Rodrigo Yassuda, 1993-  
Modelagem e controle de estabilidade aplicados a veículos de tração integral / Rodrigo Yassuda Yamashita. – Campinas, SP : [s.n.], 2018.

Orientador: Ludmila Corrêa de Alkmin e Silva.  
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Modelagem e simulação. 2. Veículos a motor - Estabilidade. 3. Veículos - Dinâmica. 4. Motores de corrente contínua sem escovas. 5. Lógica Fuzzy. I. Silva, Ludmila Corrêa de Alkmin e, 1981-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

#### Informações para Biblioteca Digital

**Título em outro idioma:** Modelling and stability control applied to all wheel drive

**Palavras-chave em inglês:**

Modeling and simulation

Motor vehicles - Stability

Vehicles - Dynamics

Brushless DC Motors

Fuzzy Logic

**Área de concentração:** Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

**Titulação:** Mestre em Engenharia Mecânica

**Banca examinadora:**

Ludmila Corrêa de Alkmin e Silva [Orientador]

Marcelo Becker

Niederauer Mastelari

**Data de defesa:** 27-07-2018

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
E INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

**MODELAGEM E CONTROLE DE  
ESTABILIDADE APLICADA A VEÍCULO DE  
TRAÇÃO INTEGRAL**

Autor: Rodrigo Yassuda Yamashita

Orientadora: Profa. Dra. Ludmila Corrêa de Alkmin e Silva

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

---

Profa. Dra. Ludmila Corrêa de Alkmin e Silva, Presidente  
Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP

---

Prof. Dr. Niederauer Mastelari  
Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP

---

Prof. Dr. Marcelo Becker  
Escola de Engenharia de São Carlos - USP

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

Campinas, 27 de julho de 2018.

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho a todos que auxiliaram para que este trabalho fosse concluído, em especial aos meus pais por todo o apoio dado.

Também dedico à indústria automotiva que torna a nossa liberdade de ir e vir muito mais ampla.

## Agradecimentos

Agradeço à professora doutora Ludmila Silva, orientadora deste trabalho, que mostrou todos os caminhos a serem percorridos durante a vida acadêmica e que vem me acompanhando desde a Iniciação Científica. Agradeço também pela orientação em assuntos não apenas relacionados à vida acadêmica, mas também por assuntos profissionais e pessoais.

Agradeço ao professor doutor Franco Dedini pelo apoio técnico além das também pelas grandes ideias que ele mostra para a equipe do Laboratório de Sistemas Integrados (LabSIn) e por promover um ambiente multidisciplinar e agradável.

Agradeço à todos meus colegas e também amigos do (LabSIn), em especial ao Elvis Bertoti por me ensinar muito sobre dinâmica de veículos e discutir sobre o assunto, ao Fabrício Silva por auxiliar bastante no início e por poder levar adiante este trabalho, ao Fabio Santiciolli por ter mantido o estudo de pneus no laboratório e também por ter me acompanhado desde o meu início no laboratório e ao Jony Eckert pelas análises críticas depositadas no trabalho.

Agradeço a todos os funcionários da FEM por viabilizar a burocracia legal do trabalho, promover a construção da bancada dinamométrica e toda a estrutura formidável que FEM possui, tanto física quanto humana.

Agradeço a todos os professores por promover o conhecimento necessário para este trabalho.

Agradeço também aos meus pais Luiza Yamashita e Carlos Yamashita por confiar cegamente no trabalho e apoiar em todos os momentos e assim como à minha irmã Daniela Yamashita por ter a paciência de ouvir sobre o meu trabalho inúmeras vezes.

Por fim, agradeço à CAPES, FAPESP, UNICAMP e FEM pelo apoio financeiro.

## Resumo

Este trabalho tem como objetivo contribuir para o desenvolvimento de novas tecnologias relacionadas à estabilidade de veículos elétricos/híbridos. Este tipo de veículo possibilita o uso de motorização independente nas rodas e a implementação do conceito de diferencial eletrônico. Estas tecnologias geram altos ganhos de controlabilidade e foram aplicadas e avaliadas. Desta forma, a estratégia de controle proposta atua apenas nas rodas traseiras do veículo a fim de evitar grandes alterações nos veículos fabricados atualmente. O objetivo deste controlador é promover o mesmo comportamento em manobras para veículos com condições de operação diferentes, em específico a condição de carregamento com as baterias localizadas na região traseira do veículo. Para tal, a modelagem newtoniana do veículo presente na literatura foi utilizada neste trabalho. Além das forças longitudinais como resistência à rolagem, as forças laterais foram contabilizadas por meio da modelagem semiempírica do pneu utilizando o equacionamento da fórmula mágica. Com o modelo determinado, foram propostos dois tipos de controle, o linear PID e o não linear *fuzzy*. Os parâmetros de controle deste segundo tipo de controlador foram ajustados e otimizados por meio do algoritmo genético que possui grande robustez à funções não lineares. Os resultados se mostraram promissores na aplicação deste tipo de controlador e também com a simulação desenvolvida foi possível visualizar o torque necessário dos motores elétricos para atender a condição de diferencial eletrônico proposto.

**Palavras-chave:** Modelagem e simulação, Veículos - Dinâmica, Motores de corrente contínua sem escovas, lógica fuzzy.

## Abstract

This work aims to contribute to the development of new technologies related to the electric or hybrid vehicle stability. This type of vehicle permits the use of independent drives in each wheel and the implementation of electronic differential. These technologies provide high gains on controllability and were applied and studied. Thus, the proposal of the strategy control acts only on the rear wheels to avoid huge modifications on the vehicles that is already manufactured. The aim of the controller is to provide the same behavior on maneuvers for vehicles with different operational conditions, more specifically the condition of batteries loaded on the rear region of the vehicle. In order to do this, the vehicle Newtonian model present on the literature was used in this work. Besides the longitudinal forces as rolling resistance, the lateral forces were accounted by means the semiempirical tire model called magic formula. With the model, two types of controller were proposed, the linear one, PID, and the nonlinear one, fuzzy. The controlled parameters of the second one were set and optimized by the genetic algorithm that has high robustness to the nonlinear function. The results showed that the usage of this controller is profitable, and the simulation developed showed the requisition of torque of the electric drivers in a future electronic differential.

**Keywords:** Modeling and simulation, Motor Vehicles - Dynamics, Brushless DB Motors, Fuzzy Logic.

## Lista de Ilustrações

2.1	Classificação veículos híbridos quanto a sua configuração . . . . .	22
2.2	Eixos de referência (Jazar, 2008) . . . . .	23
2.3	Eixos de referência (Genta (1997)) . . . . .	26
2.4	Coeficiente de atrito em função da velocidade . . . . .	27
2.5	Dimensões do veículo, vista superior (Adaptado de Genta (1997)) . . . . .	30
2.6	Sistema de esterçamento (Jazar (2008)) . . . . .	32
2.7	Geometria de Ackermann (Adaptado de Jazar (2008)) . . . . .	33
2.8	Vetores velocidade no modelo dinâmico (Genta (1997)) . . . . .	34
2.9	Sistema de referência pneus (Genta (1997)) . . . . .	34
2.10	Modelo bicicleta (Jazar (2008)) . . . . .	36
2.11	Forças nos pneus . . . . .	39
2.12	Combinação de forças laterais e longitudinais no pneu . . . . .	40
2.13	Motor DC . . . . .	41
2.14	Sequência de ativação . . . . .	42
2.15	Sincronização entre a alimentação e BEMF. . . . .	43
2.16	Funções de pertinência no parâmetro de entrada . . . . .	48
2.17	Tipos de funções de pertinência . . . . .	48
2.18	Fluxo de informação fuzzy . . . . .	50
3.1	Bancada dinamométrica . . . . .	53
3.2	Modelo do motor BLDC . . . . .	58
3.3	Modelo do motor BLDC (Visão geral) . . . . .	59
3.4	Modelo do motor DC . . . . .	60
3.5	Correlação entre modelo BLDC e DC . . . . .	60
3.6	Fluxo de simulação do veículo . . . . .	63
3.7	Interface da simulação . . . . .	63
3.8	Esterçamento circular do veículo . . . . .	64
3.9	Sistema FWS . . . . .	66
3.10	Sistema FWS/DYC . . . . .	67
3.11	Sistema DYC utilizado no trabalho . . . . .	67
3.12	Resposta por torque nas rodas traseiras . . . . .	68
3.13	Controle PID baseado no <i>yaw rate</i> e na aceleração angular do veículo . . . . .	69
3.14	Resposta do controle PID - Manobra circular . . . . .	70
3.15	Resposta do controle PID para manobra <i>D-Weel 0,7 Hz</i> . . . . .	71
3.16	Sistema de malha fechada com o controlador fuzzy . . . . .	73
3.17	Exemplo de função de pertinencia gaussiana . . . . .	74

3.18 Fluxograma do algoritmo genético . . . . .	76
4.1 Progressão da primeira simulação . . . . .	81
4.2 Trajetória da primeira otimização . . . . .	82
4.3 Trajetória da primeira otimização com esterçamento invertido . . . . .	83
4.4 Trajetória otimizada com controle simétrico . . . . .	86
4.5 Trajetória otimizada com controle de torque independente . . . . .	88
4.6 Funções de pertinência de entrada . . . . .	89
4.7 Funções de pertinência de saída . . . . .	90
4.8 Integração modelo do veículo e motor . . . . .	91
4.9 Resposta elétrica do motor BLDC . . . . .	91
4.10 Valores máximos de tensão e corrente em função da relação de transmissão. . .	92

## Lista de Tabelas

2.1	Densidade do ar em função da altitude (Genta, 1997) . . . . .	28
2.2	Dependência fórmula mágica (Bakker <i>et al.</i> , 1987) . . . . .	38
2.3	Parâmetros para a força lateral (Bakker <i>et al.</i> , 1987) . . . . .	38
2.4	Parâmetros para a força longitudinal (Bakker <i>et al.</i> , 1987) . . . . .	38
2.5	Parâmetros para o momento autoalinhante (Bakker <i>et al.</i> , 1987) . . . . .	39
2.6	Resposta do sensor <i>hall</i> (Yedamale, 2003) . . . . .	42
2.7	Resposta do sensor <i>hall</i> (Yedamale, 2003) . . . . .	43
3.1	ANOVA uma via (torque e corrente) . . . . .	56
3.2	ANOVA duas vias (torque, tensão e kt) . . . . .	57
3.3	Parâmetros do motor . . . . .	57
3.4	Tempo de simulação . . . . .	61
3.5	Parâmetros do veículo . . . . .	65
3.6	Comparação do controle PID para a manobra circular . . . . .	71
3.7	Comparação do controle PID para a manobra <i>D-Wheel</i> . . . . .	72
4.1	Computadores utilizados na otimização . . . . .	85
A.1	Informações construtivas do veículo . . . . .	102
A.2	Parâmetros do pneu (ADAMS) . . . . .	103

## Lista de Abreviaturas e Siglas

### *Abreviações*

ANFAVEA	-	Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores
UE	-	União Europeia
VEH	-	Veículo elétrico híbrido
AWD	-	<i>All Wheel Drive</i>
PID	-	Proporcional integral derivativo
BLDC	-	<i>Brushless direct current</i>
MCI	-	Motor a combustão interna
CG	-	Centro de gravidade
BEMF	-	Back electro motive force
LabSIn	-	Laboratório de Sistemas Integrados
SISO	-	Single input single output
MIMO	-	Multiple input multiple output
GS	-	Graus de suporte
C-o-A	-	Centro da área
M-o-M	-	Média do máximo
C-o-A	-	Centro do máximo
GA	-	Algoritmo genético
SQ	-	Soma Quadrática
GDL	-	Graus de Liberdade
MQ	-	Média Quadrática

## ***Símbolos***

$x, y, z$	- Direções ortogonais
$F_x, F_y, F_z$	- Força nas direções ortogonais
$\psi$	- Ângulo de guinada
$\phi$	- Ângulo de rolagem
$\theta$	- Ângulo de arfagem
$m$	- Massa veículo
$\alpha$	- Inclinação da via
$g$	- Gravidade
$\dot{V}$	- Aceleração do veículo
$b$	- Distância do CG ao eixo traseiro
$a$	- Distância do CG ao eixo dianteiro
$h_G$	- Altura do centro de gravidade
$F_{aerr}$	- Força de arrasto aerodinâmico
$\Delta x$	- Deslocamento da força normal do pneu
$\mu$	- Constante do coeficiente de atrito
$\mu_r$	- Coeficiente de atrito
$\rho$	- Densidade do ar
$C_d$	- Coeficiente de arrasto aerodinâmico
$V_{wind}$	- Velocidade do vento
$T$	- Temperatura
$M_{zaerr}$	- Momento em $z$ aerodinâmico
$F_{zaerr}$	- Força aerodinâmica na direção $z$
$F_{xactive}$	- Força de resistência ao aclave
$v_k$	- Tensão na fase $k$
$R_k$	- Resistência da fase $k$
$i_k$	- Corrente na fase $k$
$L_k$	- Indutância na fase $k$
$e_k$	- Força contraeletromotriz da fase $k$
$K$	- Rigidez da suspensão
$k_v$	- Constante de velocidade
$k_t$	- Constante de torque
$T_m$	- Torque mecânico
$f_k$	- Forma da força contraeletromotriz da fase $k$
$\theta_e$	- Posição elétrica do motor
$\gamma$	- Ângulo de Cambagem
$\alpha$	- Ângulo de deriva

- $\sigma$  - Escorregamento longitudinal do penu
- $GDL_{fuzzy}$  - Graus de liberdade do fuzzy
- $f$  - Teste de Fisher

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>17</b>
1.1	Objetivos . . . . .	18
1.2	Divisão do trabalho . . . . .	18
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>20</b>
2.1	Veículos Híbridos . . . . .	20
2.2	Dinâmica de Veículos . . . . .	23
2.2.1	Dinâmica Longitudinal . . . . .	25
2.2.2	Dinâmica Vertical . . . . .	29
2.2.3	Dinâmica Lateral . . . . .	32
2.3	Motores elétricos . . . . .	41
2.4	Controladores . . . . .	44
2.4.1	A escolha do tipo de controlador . . . . .	45
2.4.2	O Controlador <i>Fuzzy</i> . . . . .	46
2.4.3	Funcionamento do controlador <i>fuzzy</i> . . . . .	47
<b>3</b>	<b>MODELAGEM DO PROBLEMA</b>	<b>52</b>
3.1	Caracterização do motor BLDC . . . . .	52
3.1.1	Sistema de aquisição . . . . .	54
3.1.2	Ensaio realizados . . . . .	55
3.1.3	Construção do modelo do motor elétrico . . . . .	57
3.2	Modelagem do veículo . . . . .	61
3.2.1	Implementação do modelo do veículo no Simulink . . . . .	61
3.2.2	Validação do modelo . . . . .	64
3.3	Implementação do controlador . . . . .	65
3.3.1	Controlador Linear PID . . . . .	68
3.3.2	Controlador fuzzy . . . . .	72
3.4	Configuração dos parâmetros <i>fuzzy</i> . . . . .	74
3.4.1	O algoritmo genético . . . . .	75
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>79</b>
4.1	Ajustes na função <i>fitness</i> . . . . .	79
4.2	Ajustes nos parâmetros de otimização . . . . .	80
4.3	Lei de controle baseada na simetria . . . . .	84
4.4	Controlador Final . . . . .	87

4.5	Verificação da aplicação do motor BLDC de estudo . . . . .	90
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>93</b>
5.1	Trabalhos futuros . . . . .	95
<b>6</b>	<b>Trabalhos derivados</b>	<b>93</b>
	<b>Referências</b>	<b>97</b>
	<b>ANEXOS</b>	<b>102</b>
<b>A</b>	<b>- Parâmetros construtivos do veículo</b>	<b>102</b>
A.1	Informações construtivas do veículo . . . . .	102
A.2	Contantes da fórmula mágica . . . . .	103

# 1 INTRODUÇÃO

A indústria automotiva tem grande relevância econômica. Na economia nacional este setor corresponde a mais de 4% do PIB e, segundo o presidente da ANFAVEA, Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores, serve como termômetro para a indústria nacional. Em 2017, 2,7 milhões de veículos foram produzidos no país, sendo que 96,2% são veículos leves (do Brasil, 2017).

Além disso, o setor de transporte consome 32,4% de toda a energia produzida no país, sendo que deste total 30,3% correspondem ao setor rodoviário, e utiliza 59,8% de todo o consumo de derivados de petróleo. Por esses e outros motivos o estudo de novas tecnologias de propulsão aplicadas aos veículos é incentivado em todo o mundo. Muitos países da UE (União Europeia) e emergentes como China e Índia já anunciaram pretensão de reduzir a frota de veículos movidos a combustíveis fósseis (Fernandes, 2017).

Além da pesquisa existe para o aumento da eficiência energética dos veículos movidos a combustão, como Eckert *et al.* (2014), diversas pesquisas tem sido feita na tecnologia híbrida, forma alternativa de tração do veículo para reduzir o consumo energético dos automóveis são os veículos híbridos (Liu e Peng (2008), Eckert *et al.* (2017)). Este tipo de veículo é caracterizado por possuir duas ou mais fontes de energia diferentes, e é projetado para conciliar as boas características de cada uma delas e mitigar suas desvantagens. O mais habitual é a combinação de motores à combustão interna e motores elétricos, os veículos híbridos elétricos (VEHs).

Além dos ganhos em eficiência, a configuração de um VEH pode ser concebida de modo que todas as rodas sejam tracionadas, com tração denominada AWD (all wheel drive), ou tração integral. Em um cenário de altos índices de acidentes em estradas e rodovias (20.994 acidentes graves em rodovias federais em 2016), a tração integral pode apresentar a algumas vantagens que não são vistas em veículos comuns com tração dianteira 4X2, como por exemplo o controle de estabilidade por meio de torque independente nas 4 rodas.

Levando em consideração a questão da estabilidade, é difícil imaginar um cenário em que o veículo se encontra na mesma situação de carregamento durante todas as viagens. No cotidiano é comum observar veículos de passeio carregados de bagagens e com a lotação máxima de cinco pessoas e, ao mesmo tempo, veículos com apenas um passageiro.

Além disso, para o caso de veículos híbridos, estes necessitam de componentes com elevada massa, podendo estar localizada na região traseira. Um dos componentes que mais altera a estrutura de um veículo híbrido em relação ao convencional é a bateria que pode acrescentar

por volta de  $300kg$  à massa do veículo (Shiau *et al.*, 2009). Nestas situações, a alteração da carga e posição do centro de gravidade pode alterar o comportamento do veículo ocasionando instabilidades.

## 1.1 Objetivos

O objetivo deste trabalho é desenvolver uma proposta de controle de estabilidade em manobras para os veículos elétricos híbridos 4X4 mitigando os efeitos da alteração dos parâmetros de carregamento do veículo que a hibridização pode causar.

Para tal, alguns objetivos específicos são necessários. O primeiro é o desenvolvimento do modelo do veículo. Este modelo retrata o comportamento necessário para se mensurar a estabilidade. Por existir diversas formas de modelagem do veículo, alguns modelos deverão ser discutidos antes de optar por algum.

Também na parte de modelagem, este trabalho desenvolveu o modelo de um motor BLDC e a caracterização do motor que será utilizado como motorização do veículo. Esta etapa tem como objetivo discutir a capacidade deste tipo de motor em atender as necessidades do controle de estabilidade.

Além da modelagem do motor elétrico e do veículo, foram desenvolvidos controladores que possuem a capacidade de garantir o ganho de estabilidade mesmo com as dificuldades imposta pelo modelo do veículo.

Por último, o tipo de controlador proposto foi ajustado de acordo com as necessidades de estabilidade impostas. Para isso um método de otimização será discutido e proposto.

## 1.2 Divisão do trabalho

O trabalho está dividido nas seguintes seções: revisão da literatura (capítulo 2), modelagem do problema (capítulo 3), resultados e discussão (capítulo 4) e trabalhos futuros.

No capítulo 2 são apresentados os modelos matemáticos do sistema a ser controlado, o veículo e o sistema de motorização elétrica. Também neste capítulo está apresentado o funcionamento do sistema de controle proposto e suas características.

No capítulo 3 é atribuído valores para os modelos apresentados no capítulo 2 e mostrado o procedimento de cálculo utilizado na simulação. Para o motor elétrico é apresentado o trabalho de identificação dos parâmetros de um motor BLDC que integrará o modelo. Também neste capítulo é mostrado o algoritmo utilizado para a sintonia do controlador proposto.

No capítulo 4 é apresentada e discutida a lei de controle propondo alterações de acordo com o resultado obtido juntamente com o método de sintonia adotado. Além disso é apresentado a configuração considerada satisfatória para o problema e a compatibilidade do hardware (motor) em realizar esta tarefa.

Por fim, o capítulo 5.1 apresenta as conclusões que podem ser retiradas deste trabalho e possíveis avanços neste objeto de estudo que poderá ser continuado ou mesmo melhorado.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo sintetiza as principais tecnologias e teorias relacionadas aos veículos que servirão de base para o estudo deste trabalho. Quatro principais partes serão abordadas: veículos híbridos (seção 2.1), dinâmica de veículos (seção 2.2), motores elétricos (seção 2.3) e controladores (seção 2.4).

### 2.1 Veículos Híbridos

Veículos híbridos podem ser considerados uma das soluções para o problema de emissão de gases poluentes no curto prazo, uma vez que possuem maior eficiência quando comparados a veículos movidos exclusivamente com motores à combustão interna (MCI) (Liu e Peng, 2008). Baseados na arquitetura mecânica, os veículos elétricos híbridos se dividem em três categorias: paralelo, série e série-paralelo, cada um deles com características próprias.

Na configuração em paralelo, o MCI e o motor elétrico estão mecanicamente conectados ao sistema de transmissão de torque do veículo. Desta forma, tanto o MCI quanto o motor elétrico podem conduzir o veículo individualmente ou colaborativamente, como retratado na Figura 2.1 (a). Uma vantagem deste tipo de configuração é a possibilidade de se utilizar apenas um motor elétrico para conduzir o veículo e de se regenerar energia, sendo o inversor responsável por distribuir a energia que se retira ou devolve às baterias.

Na configuração em série, o MCI é responsável por fornecer apenas energia mecânica para o gerador elétrico e para as baterias, estando mecanicamente separado da transmissão do veículo. O único responsável por gerar a potência mecânica para movimentar o veículo é o motor elétrico, como mostrado na Figura 2.1 (b). Uma vez que o MCI não está conectado à transmissão do veículo, este poderá operar independente da velocidade do veículo, podendo ser levado para uma região de maior eficiência e dispensando o sistema de trambulação. Além disso, nesta configuração, o veículo pode operar de maneira puramente elétrica, dispensando a utilização do motor à combustão e obtendo a energia necessária apenas pelas baterias e a distribuição energética é feita pelo inversor como na configuração paralelo.

Por fim, a configuração série-paralela é capaz de operar das duas maneiras. O caminho da energia provinda do combustível pode ser transmitida diretamente para o sistema de transmissão de torque, convertida em energia elétrica e armazenada nas baterias ou mesmo utilizada diretamente pelo motor elétrico que está acoplado ao sistema de transmissão, como mostrado na Figura 2.1 (c). Diferentemente das duas outras configurações, o gerenciamento de distribui-

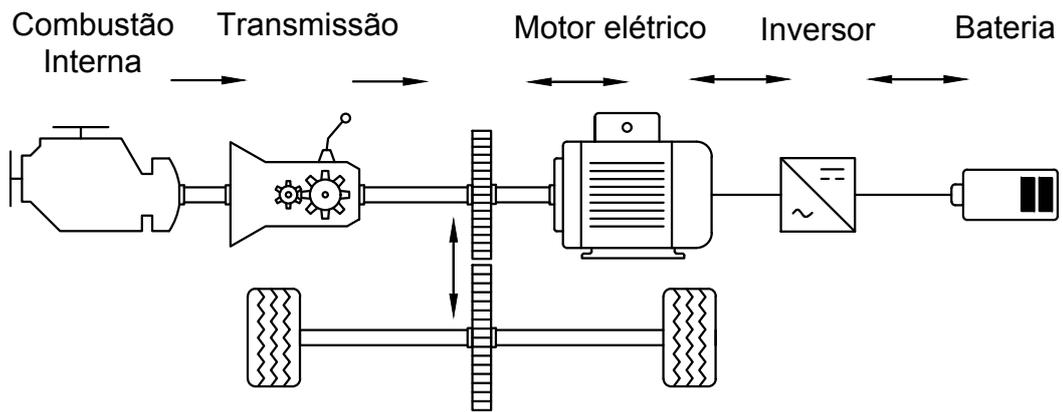
ção de energia é feito de maneira mecânica, que em muitos casos é responsabilidade de um planetário, e pelo inversor.

A flexibilidade no trajeto que a energia pode passar dentro do veículo, desde a combustão até a transmissão de potência mecânica para as rodas atraiu muitos trabalhos em que o objetivo principal era garantir o desempenho necessário e a economia de combustível.

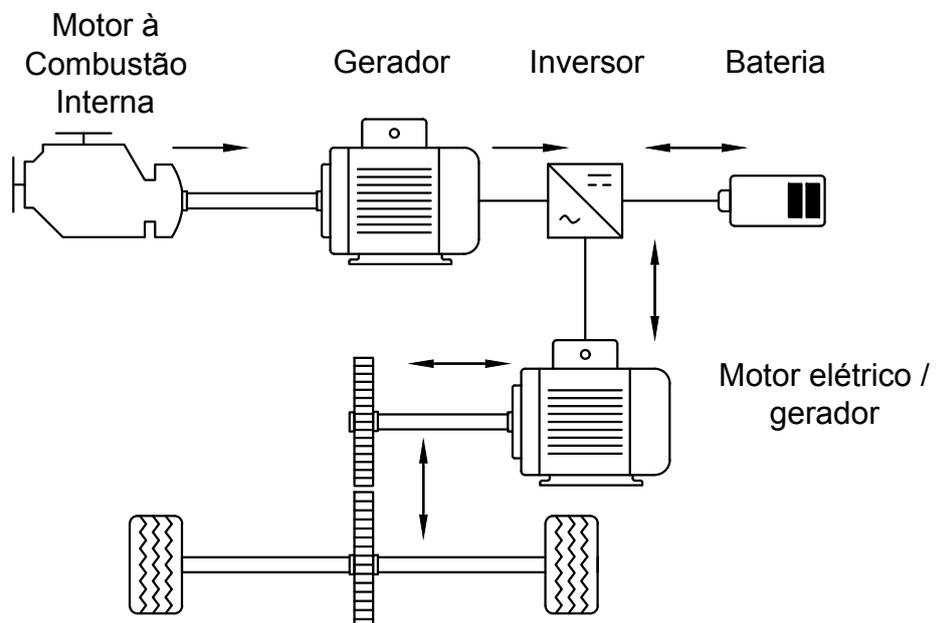
Schouten *et al.* (2000), por exemplo, estudou a otimização do consumo de combustível, melhorando a eficiência de um veículo com auxílio de um trem de potência com hibridização em paralelo. Neste trabalho, controlou-se o fluxo de energia entre o motor elétrico, gerador e MCI, utilizando como entrada de controle do usuário a posição dos pedais de aceleração e freios dadas as restrições do estado de carga da bateria (SOC, em inglês *state of charge*). Além disso, ainda considerou ter o controle do sistema de transmissão, podendo assim alterar a relação de transmissão.

Ainda na área da eficiência energética, Hu *et al.* (2015) estudou um dos pontos fracos do veículo híbrido, as próprias baterias. Hu *et al.* (2015) propôs novas técnicas para o gerenciamento de energia com o objetivo de melhorar a longevidade das baterias em um sistema híbrido com células combustível. Visando o desgaste, mas também o desempenho do veículo, Zhang *et al.* (2017) incluíram o uso de supercapacitores atrelados ao sistema convencional de baterias.

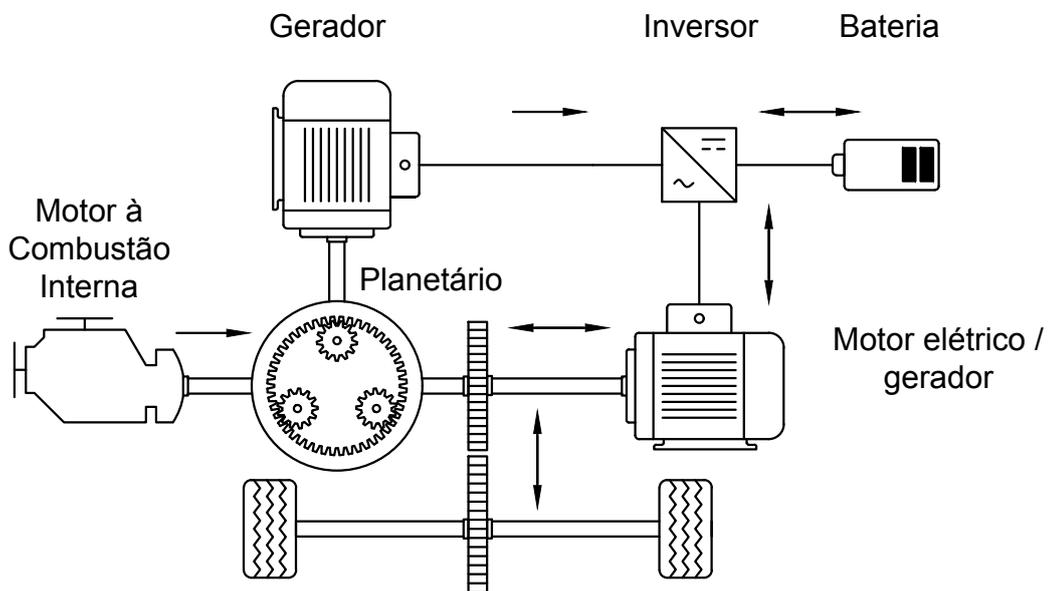
Apesar da forte atenção que os veículos híbridos ganharam tanto no mercado quanto no meio científico devido ao grande aumento de eficiência (21,88% segundo o trabalho de Zhang *et al.* (2017)), pouco se fala sobre a estabilidade deste tipo de veículo quando as características de massa e centro de gravidade são alteradas.



(a) Híbrido paralelo



(b) Híbrido série



(c) Híbrido série/paralelo

Figura 2.1: Classificação veículos híbridos quanto a sua configuração

Em contrapartida, existem muitos trabalhos que comentam sobre a estabilidade em veículos puramente elétricos. Um exemplo é o trabalho de Gair *et al.* (2004), o qual estudou a estabilidade do veículo utilizando o conceito de diferencial já introduzido nos veículos com motorização única. Outros autores, como Ando e Fujimoto (2010), utilizam a flexibilidade de controle do sistema de diferencial eletrônico a fim de melhorar a estabilidade.

Como anteriormente comentado na seção 1, o objetivo deste trabalho integra o controle de estabilidade já desenvolvido para veículos elétricos e o conceito de veículos híbridos.

## 2.2 Dinâmica de Veículos

Há muitas décadas, vários pesquisadores têm demandado esforços para estudar o comportamento dos veículos, sejam eles de passeio, comerciais ou mesmo na área da robótica móvel. O estudo do movimento do chassi no plano é vastamente estudado e tem gerado muitas discussões no meio acadêmico e da indústria (Rajamani, 2011).

Os eixos de referência que serão utilizados neste trabalho estão mostrado na Figura 2.2. nelam  $x$ ,  $y$  e  $z$  as direções longitudinal, lateral e vertical, respectivamente, e  $\psi$  o ângulo de guinada,  $\phi$  o ângulo de rolagem e  $\theta$  o ângulo de arfagem.

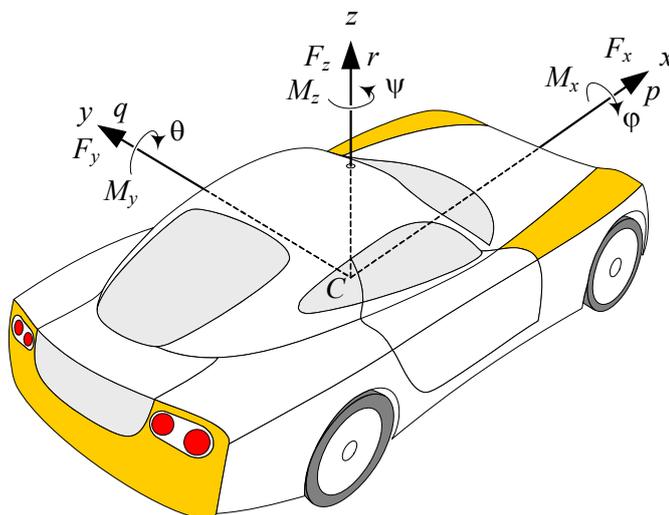


Figura 2.2: Eixos de referência (Jazar, 2008)

Em casos de baixas velocidades e acelerações, as forças atuantes no chassi são de pequena magnitude e o contato pneu-piso pode ser considerado rígido. Nesta condição é interessante utilizar a modelagem cinemática de três graus de liberdade (deslocamento longitudinal ( $x$ ) e lateral ( $y$ ) e a guinada ( $\psi$ ) do veículo) pela sua simplicidade.

A modelagem cinemática é encontrada em muitas aplicações de veículos e na área da robótica móvel, como no trabalho de Wu *et al.* (2017) em que este modelo de três graus de liberdade foi utilizado para desenvolver a estratégia de estacionamento automatizado.

Entretanto, em condições de altas velocidades e acelerações, como é visto em condição de tráfego dos veículos em estrada por ter velocidades mais elevadas e em cidade com as manobras mais bruscas, a modelagem cinemática carece de precisão e pode gerar resultados incompatíveis com a realidade. Para estes casos a modelagem dinâmica é mais adequada e utilizada.

A abordagem mais convencional para o estudo da dinâmica de veículos encontrada na literatura é a de Newton-Euler, que estuda os impactos decorrentes das forças aplicadas sobre o veículo sobre sua trajetória. A fim de facilitar, ou até mesmo viabilizar a compreensão dos fenômenos envolvidos e os cálculos, muitos pesquisadores costumam dividir a modelagem em três partes consideradas independentes, como já comentado anteriormente, dinâmica lateral, longitudinal e vertical. Apesar de serem fortemente correlacionadas, as interações necessárias entre cada parte podem ser modeladas separadamente e integradas posteriormente sem grandes prejuízos na precisão (Genta (1997), Rajamani (2011), Kiencke e Nielsen (2000)).

Uma das três divisões é dinâmica longitudinal que consiste no estudo das forças e acelerações na direção longitudinal do veículo ( $x$ ) e seu ângulo de arfagem ( $\theta$ ). Esta parte da dinâmica é responsável principalmente pelo estudo de consumo e desempenho de aceleração do veículo. Já a dinâmica vertical estuda as forças e acelerações na direção vertical ( $z$ ) e os ângulos de arfagem ( $\theta$ ) e rolagem ( $\phi$ ), sendo responsável pelo conforto do usuário. Por fim, a dinâmica lateral consiste no estudo das forças e acelerações na direção lateral ( $y$ ) e o ângulo de guinada ( $\psi$ ). Esta parte da dinâmica é responsável pela estabilidade em manobras do veículo e será o principal foco deste trabalho (Genta (1997), Jazar (2008) e Rajamani (2011)).

Apesar de se desejar que o modelo dinâmico do veículo seja o mais preciso possível e que ele corresponda ao máximo o comportamento real, as vezes isso pode levar a equações complexas e a uma demanda computacional elevada, inviabilizando o seu estudo. Desta forma, além de estudar os movimentos de um veículo separadamente, podem ser feitas mais simplificações a fim de diminuir a complexidade e, ao mesmo tempo, manter a precisão necessária do modelo. Alguns exemplos de simplificações que costumam ser realizadas dentro da dinâmica veicular podem ser: considerar o chassi rígido, a linearização do movimento de rolagem, arfagem e esterçamento e a linearização das forças de reação do pneu (Kiencke e Nielsen, 2000).

Contudo estas simplificações não são padronizadas e muitos trabalhos que estudam o controle de estabilidade as utilizam maneira distinta gerando resultados precisos o suficiente para o objeto de estudo.

O trabalho desenvolvido por Zhang *et al.* (2014) utilizou a aproximação do veículo de quatro rodas para duas rodas, conhecido como modelo bicicleta que está apresentado na secção 2.2.3. Além da redução do número de rodas, este modelo lineariza as forças atuantes nos pneus e o ângulo de esterçamento da roda dianteira. Desta forma o modelo é limitado a condição de baixa velocidade, pequenos ângulos de esterçamento e simetria do veículo e dos esforços no plano  $xz$ . Apesar de todas estas simplificações, neste e em outro trabalho do mesmo autor (Zhang e Wang, 2016) o controle da estabilidade do veículo foi estudado.

Para aproximar melhor o modelo e a realidade, Nam *et al.* (2012) e Shuai *et al.* (2014) fizeram as mesmas linearizações das forças dos pneus e do ângulo de esterçamento, contudo utilizam a modelagem do chassi com quatro rodas. Também no trabalho de Niasar *et al.* (2003), os autores utilizaram o modelo de quatro rodas, mas incluíram as não linearidades das forças dos pneus para propor o controlador de estabilidade atuante nas rodas traseiras. Já no trabalho de Shuai *et al.* (2014) foram empregados torques diferenciais nas quatro rodas com as forças linearizadas e o sistema de esterçamento ativo para controlar a guinada do veículo.

No presente trabalho foi utilizado o modelo de quatro rodas com as não linearidades do esterçamento e das forças dos pneus de acordo com as equações semiempíricas propostas por Bakker *et al.* (1987). Este modelo de forças é conhecido como fórmula mágica, a qual é obtida por meio do ajuste matemático das equações de força do pneu a partir de dados coletados experimentalmente.

Um modelo semelhante ao proposto por este trabalho foi utilizado por Niasar *et al.* (2003) contando com controle de tração nas rodas traseiras para corrigir da posição e guinada do veículo, porém sem o uso da fórmula mágica.

Nas seções seguintes serão abordadas as modelagens de cada divisão da dinâmica veicular.

### 2.2.1 Dinâmica Longitudinal

Um veículo na estrada está sujeito a várias forças na direção longitudinal. Segundo Genta (1997) existem três tipos componentes da força longitudinal: a resistência à rolagem dos pneus, a resistência aerodinâmica e a componente longitudinal da força peso. Em contrapartida as forças atuantes nos pneus por meio da tração das rodas tendem a se contrapor as forças resistivas, como mostra na figura 2.3.

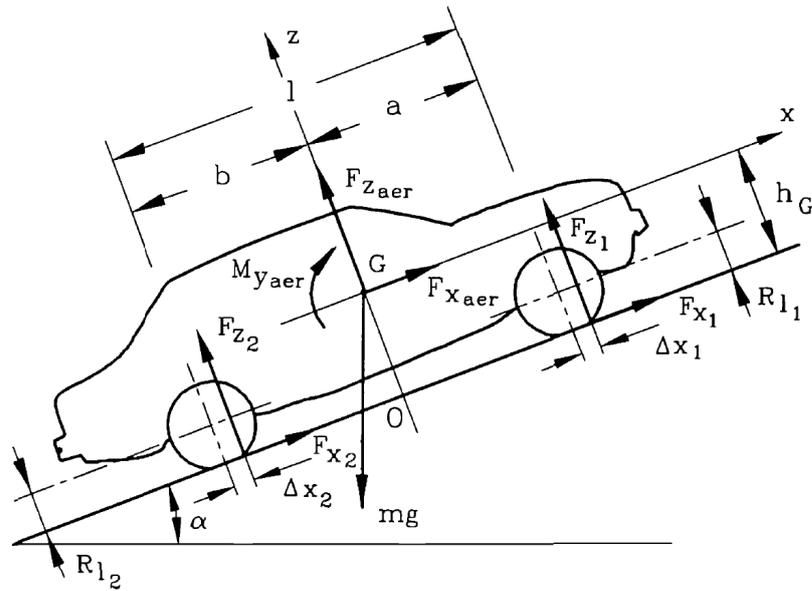


Figura 2.3: Eixos de referência (Genta (1997))

Desta forma, ao fazer o somatório de forças na longitudinal (forças trativas e resistentes), vertical (forças gravitacionais e reações de apoio) e momento de rolagem (conjugado das forças em relação ao centro de gravidade  $O$  do veículo), obtém-se as Equações 2.1, 2.2 e 2.3.

$$F_{x1} + F_{x2} + F_{x_{aer}} - mg \sin(\alpha) = m\dot{V} \quad (2.1)$$

$$F_{z1} + F_{z2} + F_{z_{aer}} - mg \cos(\alpha) = 0 \quad (2.2)$$

$$F_{z1}(a + \Delta x_1) - F_{z2}(b - \Delta x_2) + mgh_G \sin(\alpha) - M_{aer} + |F_{x_{aer}}| h_G = -mh_G \dot{V} \quad (2.3)$$

Sendo  $F_{x_i}$  e  $F_{z_i}$  as forças aplicadas pelos pneus na direções longitudinal e vertical do eixo  $i$ ,  $F_{x_{aer}}$  e  $F_{z_{aer}}$  as forças aerodinâmicas longitudinal e vertical,  $M_{y_{aer}}$  o momento aerodinâmico no eixo de arfagem,  $h_G$  a altura do centro de massa do veículo,  $\alpha$  a inclinação da pista na direção longitudinal,  $l$  a distância entre eixos,  $a$  e  $b$  a distância do eixo frontal e traseiro em relação ao centro de gravidade respectivamente,  $\Delta x_i$  a distância da atuação da força vertical em relação ao centro da roda no eixo  $i$ ,  $\dot{V}$  a aceleração do centro de gravidade na direção longitudinal,  $m$  a massa do veículo e  $g$  a aceleração gravitacional Genta (1997).

A distância  $\Delta x_i$  é a responsável pelo surgimento da força de resistência à rolagem, devido ao fato da força vertical  $F_{z_i}$  estar desalinhada com o centro de rotação da roda do veículo e, conseqüentemente, gera um torque oposto ao movimento.

Contudo o cálculo deste coeficiente pode ser muito complexo. Desta forma, muitos, muitos autores substituem o cálculo desse desalinhamento pela simplificação a um coeficiente de

atrito. Segundo Genta (1997), esta força pode ser modelada como uma força de atrito com coeficiente de 0,015. Contudo, muitas melhorias foram feitas nesta aproximação acrescentando fatores que influenciam este valor. Dentre muitos fatores, Genta (1997) descreve o efeito da estrutura e o material ao pneu, temperatura, pressão de inflagem, carga, dimensão do pneu, condições da pista. Contudo o mais relevante e que é mais utilizado nas aplicações preliminares ou que o foco do estudo não é a dinâmica longitudinal é a alta dependência com a velocidade do veículo. Tanto Genta (1997) quando Jazar (2008) definem o coeficiente de atrito  $\mu_r$  em função da velocidade, como mostram as Equações 2.4 à 2.7. Sendo  $\mu_0$  e  $\mu_1$  constantes e  $F_{x_{roll}}$  a resistência à rolagem.

Com a força de resistência a rolagem modelada como um fator de atrito, a distância  $\Delta x_i$  pode ser desprezada, uma vez que é muito pequena em relação ao comprimento do veículo não afetando os resultados nos cálculos de balanço de momentos em  $x$  e  $y$  e a distribuição de carga entre os pneus. Na figura 2.4 está representado o coeficiente de atrito proposto por estes dois autores.

$$F_{x_{roll}} = \mu_r \cdot F_{z_i} \quad (2.4)$$

$$\mu_r = \mu_0 + \mu_1 v_x^2 \quad (2.5)$$

$$\mu_0 = 0,015 \quad (2.6)$$

$$\mu_1 = 7 \cdot 10^{-6} s^2/s^2 \quad (2.7)$$

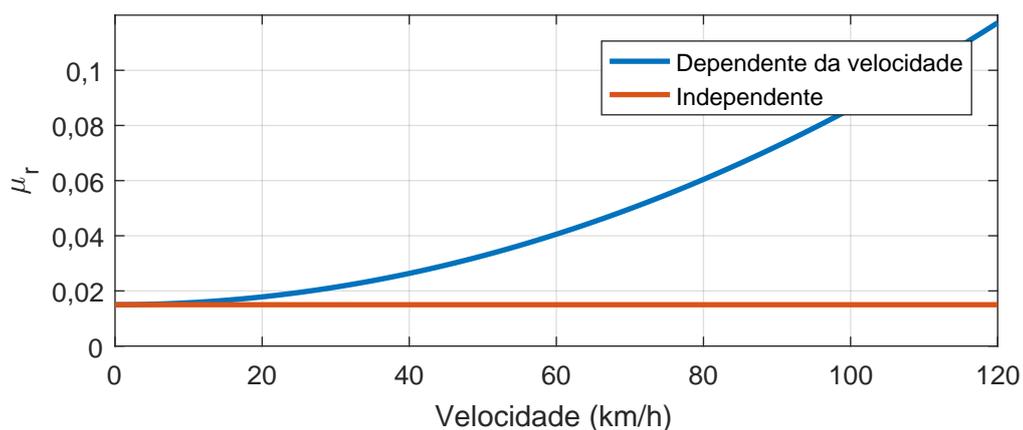


Figura 2.4: Coeficiente de atrito em função da velocidade

Da mesma forma da resistência à rolagem, o arrasto aerodinâmico em um veículo também pode ser calculado de diversas formas. Uma das maneiras mais simples é por meio de um coeficiente experimental ( $C_d$ ), da sua área frontal ( $A_f$ ), da velocidade relativa ao vento ( $V_{vento}$ )

e a da densidade do ar ( $\rho$ ), como mostra a Equação 2.8. Nota-se que o arrasto aerodinâmico cresce de maneira quadrática com a velocidade relativa do ar e o veículo.

$$F_{aero} = 1/2\rho C_d A_F (V_x - V_{vento})^2 \quad (2.8)$$

Dependendo das condições atmosféricas durante a viagem do veículo, o valor da densidade do ar  $\rho$  pode afetar significativamente a resistência aerodinâmica. Genta (1997) refina o cálculo utilizando aproximação da densidade do ar de acordo com a altitude em relação ao nível do mar. Os valores podem ser vistos na Tabela A.2. Contudo, para muitas análises utiliza-se a condição de  $15^\circ C$  e  $101,32kPa$ , o que corresponde a densidade de  $1,225kg/m^3$  (Jazar, 2008) em condições médias de operação.

Tabela 2.1: Densidade do ar em função da altitude (Genta, 1997)

$z$ [m]	$p$ [kPa]	$T$ [K]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]
-500	107,486	291,25	1,2857
0	101,325	288,16	1,2257
500	95,458	284,75	1,1680
1000	89,875	281,50	1,1123
1500	84,546	278,25	1,0586
2000	79,489	275,00	1,0070
2500	74,656	271,75	0,9573
3000	70,097	268,50	0,9095

Em veículos com mais de três rodas, a determinação das reações de apoio, forças normais aplicadas ao pneu, não podem ser determinadas utilizando as equações estáticas, uma vez que o sistema é hiperestático. Desta forma, deve ser levado em conta a rigidez na suspensão. A fim de evitar o uso da rigidez da suspensão o veículo pode ser considerado simétrico em relação ao plano  $xz$  e que a pista não possui inclinação neste plano. Assim as Equações 2.2 e 2.3 podem ser combinadas para determinar as reações normais dos pneus. Para facilitar os cálculos, também são desprezados o momento e a força aerodinâmica na direção  $z$  ( $M_{z_{aerr}}$  e  $F_{z_{aerr}}$ ). Como resultado, as reações de apoio são determinadas pelas Equações 2.9 e 2.10.

$$F_{z_1} = \frac{m \cdot h_G \cdot (\dot{V} - g \cdot \sin(\alpha)) - m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot b}{l} \quad (2.9)$$

$$F_{z_2} = \frac{m \cdot h_G \cdot (\dot{V} - g \cdot \sin(\alpha)) - m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot a}{l} \quad (2.10)$$

A componente longitudinal da força peso quando o veículo está em aclive ou declive não é modelada como resistência por Genta (1997), pois não dissipa energia cinética como as resistências mostradas até então. A componente desta força já está contabilizada na Equação 2.1. Porém em algumas obras como Jazar (2008), este termo é modelado separadamente como apresentado na Equação 2.11.

$$F_{x_{aclive}} = -m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (2.11)$$

## 2.2.2 Dinâmica Vertical

O modelo que será proposto neste trabalho possui apenas três graus de liberdade, deslocamento longitudinal e lateral e o ângulo de guinada. Apesar do comportamento vertical do veículo não ser levado em consideração neste trabalho, alguns pontos da dinâmica vertical devem ser considerados e analisados, como será apresentado.

O papel mais importante desta parte da dinâmica no modelo proposto é a determinação das forças normais aos pneus que são fortemente correlacionadas com as forças em outros sentidos que será mostrado na seção 2.2.3. Como já comentado na seção 2.2.1, não é possível resolver as reações de apoio por meio das equações de estática. O sistema em questão é hiperestático, ou seja, com os três graus de liberdade impostos obtém-se apenas três equações estáticas, no entanto, o problema possui quatro incógnitas, as quatro forças normais aos pneus.

No capítulo 2.2.1 foi mostrada a solução do problema considerando o caso do veículo simétrico no plano  $xz$ . Em casos da falta desta simetria, a rigidez da suspensão deve ser levada em conta, adicionando os três graus de liberdade restantes ao modelo, a rolagem ( $\phi$ ), a arfagem ( $\theta$ ), e o deslocamento na direção  $z$ . Contudo, após o cálculo das reações de apoio nos pneus, os deslocamentos nestes graus de liberdade são negligenciados nos cálculos dinâmicos posteriores. Na figura 2.5 estão mostradas as dimensões  $t_1$  e  $t_2$  como o comprimento do eixo dianteiro e traseiro do veículo e  $b_l$  como o deslocamento lateral do centro de massa.

Com os três graus de liberdade adicionados, pode-se calcular o deslocamento da suspensão dada a posição vertical ( $z$ ) a inclinação do veículo em relação ao solo ( $\Psi$  e  $\phi$ ), como mostram as equações lineares 2.12 à 2.15, sendo  $\Delta z_n$  o deslocamento da suspensão  $n$  em relação a posição original em condição de repouso. Para este cálculo foram considerados pequenos

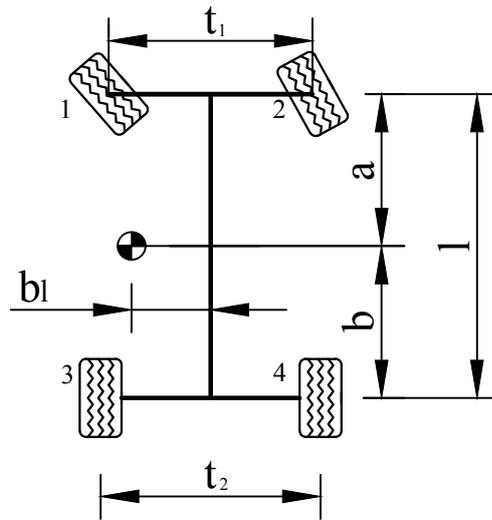


Figura 2.5: Dimensões do veículo, vista superior (Adaptado de Genta (1997))

deslocamentos, quando as relações trigonométricas podem ser linearizadas.

$$\Delta z_1 = -\phi \cdot a - (t_1/2 + b_l) \cdot \Psi + z \quad (2.12)$$

$$\Delta z_2 = -\phi \cdot a + (t_1/2 - b_l) \cdot \Psi + z \quad (2.13)$$

$$\Delta z_3 = \phi \cdot b - (t_2/2 + b_l) \cdot \Psi + z \quad (2.14)$$

$$\Delta z_4 = \phi \cdot b + (t_2/2 - b_l) \cdot \Psi + z \quad (2.15)$$

Como simplificação, a suspensão é modelada no presente trabalho como uma rigidez constante  $K_n$  para cada roda  $n$  e será desconsiderado o valor de amortecimento, segundo Genta (1997). Levando em conta mais esta simplificação, a força normal atuante em cada um dos pneus está apresentada na Equação 2.16.

$$F_{z_n} = -K_n \cdot \Delta z_n \quad (2.16)$$

Antes de prosseguir com o cálculo, foi adicionado uma saturação do valor de  $F_{z_n}$  para que não retorne valores menores que zero, o que representaria forças na direção negativa do eixo  $z$ , puxando o carro em direção à pista, condição irreal. Caso o valor da Equação 2.16 retorne valor negativo, o valor zero  $F_{z_n}$  passa a valer zero.

Para os três graus de liberdade em questão, são desenvolvidas as somatórias das forças e momentos resultantes pela suspensão do veículo (Equações 2.17 à 2.19) que servirão de entrada para a equação dinâmica desenvolvida na seção 2.2.3.

$$\sum M_x = F_{z_1}(t_1/2 + b_l) - F_{z_2}(t_1/2 - b_l) + F_{z_3}(t_2/2 + b_l) - F_{z_4}(t_2/2 - b_l) \quad (2.17)$$

$$\sum M_y = -(F_{z_1} + F_{z_2})a + (F_{z_3} + F_{z_4})b \quad (2.18)$$

$$\sum F_z = F_{z_1} + F_{z_2} + F_{z_3} + F_{z_4} \quad (2.19)$$

Substituindo as Equações 2.12 a 2.15 nas Equações 2.17 a 2.19 e organizando na forma matricial, obtém-se as Equações 2.20 a 2.26

$$\begin{bmatrix} \sum M_x \\ \sum M_y \\ \sum F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A \end{bmatrix}_{3 \times 3} \begin{bmatrix} \Psi \\ \phi \\ z \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

$$A_{1,1} = (t_1/2 + b_l)^2 + (t_1/2 - b_l)^2 + (t_2/2 + b_l)^2 + (t_2/2 - b_l)^2 \quad (2.21)$$

$$A_{1,2} = A_{2,1} = -a(t_1/2 + b_l)K_1 + a(t_1/2 - b_l)K_2 + b(t_2/2 + b_l)K_3 - a(t_2/2 - b_l)K_4 \quad (2.22)$$

$$A_{1,3} = A_{3,1} = (t_1/2 + b_l)K_1 - (t_1/2 - b_l)K_2 + (t_2/2 + b_l)K_3 - (t_2/2 - b_l)K_4 \quad (2.23)$$

$$A_{2,2} = a^2(K_1 + K_2) + b^2(K_3 + K_4) \quad (2.24)$$

$$A_{2,3} = A_{3,2} = -a(K_1 + K_2) + b(K_3 + K_4) \quad (2.25)$$

$$A_{3,3} = K_1 + K_2 + K_3 + K_4 \quad (2.26)$$

Resolvendo a Equação 2.20 para as forças de reação em cada um dos pneus obtém-se a Equação 2.27.

$$\begin{bmatrix} F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -a & t_1/2 + b_l & 1 \\ -a & -(t_1/2 + b_l) & 1 \\ b & t_2/2 + b_l & 1 \\ b & -(t_2/2 - b_l) & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \sum M_x \\ \sum M_y \\ \sum F_z \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

Com a Equação 2.20 é possível determinar as forças de apoio em cada uma das rodas a partir do estado de aceleração ou forças no veículo para a condição quase estática.

### 2.2.3 Dinâmica Lateral

A dinâmica lateral estuda o comportamento do veículo em manobras e alteração de direção de deslocamento. Em um veículo convencional, o mecanismo responsável pela mudança da direção de translação do veículo é o sistema de esterçamento.

Veículos de quatro rodas convencionais possuem sistema de esterçamento apenas nas rodas dianteiras (*front-wheel-steering* FWS). Existem vários mecanismos de esterçamento nos veículos, um dos mais conhecidos é o sistema trapezoidal, que utiliza um mecanismo de quatro barras, sendo duas delas acopladas às rodas do veículo, como mostra a figura 2.6.

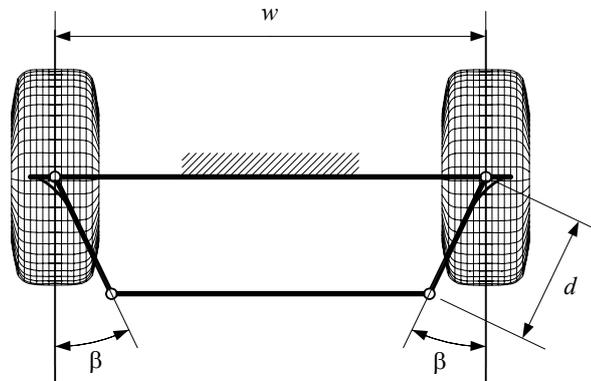


Figura 2.6: Sistema de esterçamento (Jazar (2008))

Em velocidades baixas, quando as forças atuantes no veículo são pequenas, um modelo cinemático pode ser utilizado. Como todo corpo rígido, a distância entre quaisquer pontos do mesmo corpo deve ser a mesma em todos os instantes, portanto todas as partes do chassi inclusive as rodas do um veículo devem rotacionar em torno do mesmo centro. Desta forma, em uma primeira análise, deseja-se que a velocidade dos pneus esteja na mesma direção do plano de rolagem do pneu, como mostra a Figura 2.7. Sendo  $\delta_1$  e  $\delta_2$  o ângulo de esterçamento da roda esquerda e direita respectivamente,  $R_o$  e  $R_i$  o raio de rotação da roda traseira direita e esquerda respectivamente.

Nesta condição os ângulos de esterçamento  $\delta_1$  e  $\delta_2$  são determinados pela posição do centro de rotação do veículo. As equações que relacionam essas variáveis são apresentadas nas Equações 2.28 à 2.31, sendo  $\delta$  o esterçamento de uma roda equivalente posicionado no centro do eixo dianteiro do veículo.

$$R_i = l / \tan(\delta_1) \quad (2.28)$$

$$R_o = l / \tan(\delta_2) \quad (2.29)$$

$$R_i + t_2/2 = R_o - t_2/2 = l / \tan(\delta) \quad (2.30)$$

$$\cot(\delta_1) - \cot(\delta_2) = t_1/l \quad (2.31)$$

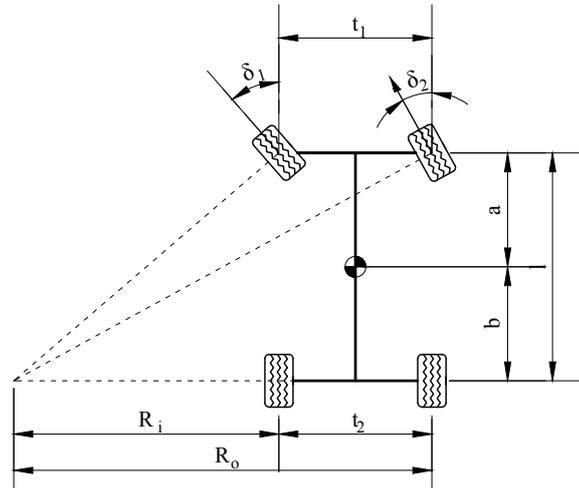


Figura 2.7: Geometria de Ackermann (Adaptado de Jazar (2008))

A modelagem cinemática é muito utilizada na área da robótica móvel, seja ela por um veículo de 4 rodas com esterçamento dianteiro ou mesmo com outra configuração. Ill *et al.* (2007) utilizaram a modelagem cinemática para construir o controle de estacionamento do veículo, evitando eventuais acidentes por erros humanos, enquanto Tu *et al.* (2009) estudaram a estabilidade cinemática do veículo com esterçamento das quatro rodas.

Como o objetivo deste trabalho é o estudo da estabilidade do veículo em velocidades mais altas, as forças atuantes nos pneus passam a ser elevadas, e a modelagem cinemática passa a não ser tão precisa quanto se deseja. Nesta condição, os pneus sofrem deformações e passam a sofrer pequenos escorregamentos que fazem o veículo divergir da solução cinemática. Desta forma, a velocidade do pneu não está alinhada com o seu plano médio, como está retratado na Figura 2.8.

A Figura 2.9 mostra o sistema de referência solidário ao pneu ( $X'Y'Z'$ ) utilizado para discutir as forças atuantes nos pneus. Sendo  $\gamma$  o ângulo de cambagem,  $\alpha$  o ângulo de deriva,  $V$  o vetor velocidade do pneu,  $M_x$ ,  $M_y$  e  $M_z$  os momentos e  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  as forças atuantes nos pneus.

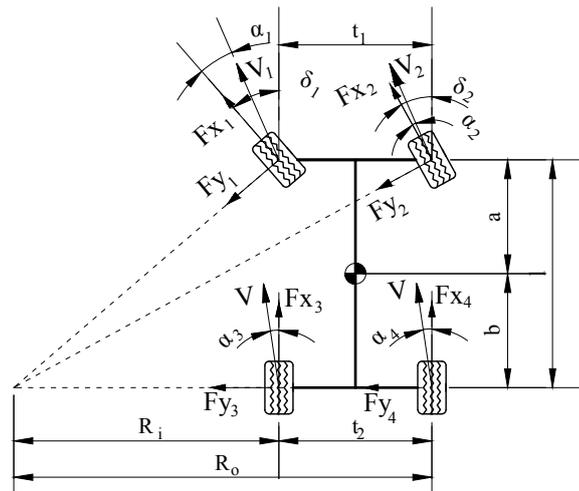


Figura 2.8: Vetores velocidade no modelo dinâmico (Genta (1997))

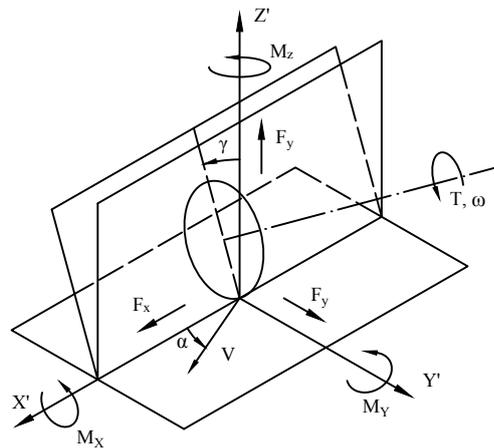


Figura 2.9: Sistema de referência pneu (Genta (1997))

É importante ressaltar que o vetor velocidade e o plano médio do pneu não estão alinhados como nos casos cinemáticos. Este desalinhamento causado pelo escorregamento lateral do pneu pode ser medido em função da velocidade longitudinal ( $V_x$ ) e lateral do pneu ( $V_y$ ), como retratado na Equação 2.32, sendo  $\alpha$  o ângulo de deriva do pneu.

$$\alpha = \tan^{-1}(V_y/V_x) \quad (2.32)$$

Além do escorregamento lateral, o pneu ainda sofre com o escorregamento longitudinal, fazendo com que a velocidade tangencial em relação ao seu centro seja diferente da velocidade de deslocamento do pneu em relação ao solo. Este escorregamento é medido pela variável chamada de razão de escorregamento longitudinal ( $\sigma_x$ ) sendo a razão entre a velocidade de

escorregamento e uma velocidade de referência. A velocidade de referência depende da condição de trabalho do pneu. Caso o pneu esteja em desaceleração, a velocidade de referência é a velocidade do pneu em relação ao solo (Equação 2.33), e, caso o pneu esteja em aceleração, a velocidade de referência é a velocidade tangencial do pneu em relação ao centro do mesmo (Equação 2.34).

$$\sigma_x = \frac{r_w \omega_w - V_x}{V_x} \quad (2.33)$$

$$\sigma_x = \frac{r_w \omega_w - V_y}{r_w \omega_w} \quad (2.34)$$

A combinação destes dois escorregamentos faz com que o veículo se desvie da trajetória cinemática do modelo da Figura 2.7, precisando assim utilizar a modelagem dinâmica. Existem várias formas de se calcular a nova trajetória. Uma destas maneiras conta com diversas simplificações como utilizada por Zhang *et al.* (2014) e apresentada por Jazar (2008) e Genta (1997).

A primeira simplificação é utilizar uma relação linear entre a razão de escorregamento longitudinal e o ângulo de deriva com as forças longitudinais 2.35 e laterais 2.36 respectivamente. Sendo  $K_x$  o coeficiente de rigidez longitudinal e  $K_\alpha$  o coeficiente de rigidez da força lateral.

$$F_x = K_x \cdot \sigma_x \quad (2.35)$$

$$F_y = K_\alpha \cdot \alpha \quad (2.36)$$

Em uma das modelagens de Jazar (2008) também é considerado que os dois pneus de um mesmo eixo podem ser simplificados como um pneu localizado no centro do eixo, chamado de modelo bicicleta, como pode ser visto na Figura 2.10. Desta forma é possível calcular a somatória de forças laterais, longitudinais e o momento no eixo z do veículo (Equações 2.37 à 2.39). Linearizando-se estas Equações em torno do esterçamento nulo e considerando pequenos valores de  $\delta$ , tem-se as Equações 2.40 e 2.42.

$$F_x = F_{x_f} \cos \delta + F_{x_t} - F_{y_f} \sin \delta \quad (2.37)$$

$$F_y = F_{y_f} \cos \delta + F_{y_t} - F_{x_f} \sin \delta \quad (2.38)$$

$$M_z = a_1 F_{y_f} - a_2 F_{y_t} \quad (2.39)$$

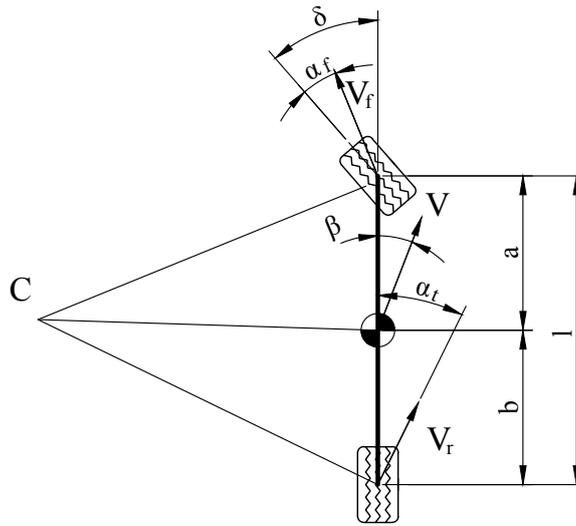


Figura 2.10: Modelo bicicleta (Jazar (2008))

$$F_x \approx F_{x_f} + F_{x_t} \quad (2.40)$$

$$F_y \approx F_{y_f} + F_{y_t} \quad (2.41)$$

$$M_z \approx a_2 F_{y_f} - a_2 F_{y_t} \quad (2.42)$$

Utilizando, como simplificação, que os ângulos de esterçamento dos pneus dianteiros são pequenos, é possível fazer a aproximação de  $\tan(\delta)$  para  $\delta$ . Desta forma os ângulos de deriva do pneu dianteiro e traseiro são dados pelas Equações 2.43 e 2.44.

$$\alpha_f = \beta + \frac{a_1 \dot{\psi}}{v_x} - \delta \quad (2.43)$$

$$\alpha_t = \beta + \frac{a_2 \dot{\psi}}{v_x} \quad (2.44)$$

Assim, substituindo as equações de linearização da força lateral (2.36) nas equações ângulo de deriva dos pneus dianteiros e traseiros (2.43 e 2.44), é possível obter a força lateral ( $F_y$ ) e o momento ( $M_z$ ) resultante no centro de gravidade do veículo devido às forças laterais do pneu (Equações 2.45 e 2.46).

$$F_y = \left( -\frac{a_1}{v_x} K_{\alpha_f} + \frac{a_2}{v_x} K_{\alpha_t} \right) \dot{\psi} - (K_{\alpha_f} + K_{\alpha_t}) \beta + K_{\alpha_f} \delta \quad (2.45)$$

$$M_z = \left( -\frac{a_1^2}{v_x} K_{\alpha_f} + \frac{a_2^2}{v_x} K_{\alpha_t} \right) \dot{\psi} - (a_1 K_{\alpha_f} + a_2 K_{\alpha_t}) \beta + a_1 K_{\alpha_f} \delta \quad (2.46)$$

Feita todas estas aproximações, Jazar (2008) define a estabilidade do veículo, separando-a em três condições: esterçamento neutro, subesterçamento e sobreesterçamento.

Estas três condições definem, em comparação com o modelo cinemático, o raio de curvatura do veículo em uma condição estacionária ( $v_x = cte$  e  $\delta = cte$ ). Caso o veículo efetue, para um mesmo esterçamento, um raio de curvatura maior que o modelo de Ackermann, o veículo é considerado subesterçado. Caso ele efetue um raio de curvatura menor que o modelo Ackermann o veículo é considerado sobreesterçado. E caso coincida ele é considerado neutro. No modelo bicicleta, a equação que define se a condição de estabilidade (subesterçado, sobresterçado e neutro) o veículo é definido pelas Equações 2.47 à 2.49 respectivamente.

$$\frac{b}{K_{\alpha f}} > \frac{a_1}{K_{\alpha r}} \quad (2.47)$$

$$\frac{b}{K_{\alpha f}} < \frac{a_1}{K_{\alpha r}} \quad (2.48)$$

$$\frac{b}{K_{\alpha f}} = \frac{a_1}{K_{\alpha r}} \quad (2.49)$$

Este tipo de modelagem possui várias limitações, como a imposição de simetria do veículo no plano  $xz$  por conta da aproximação do modelo bicicleta, a validade apenas em baixas forças por conta da linearização das forças nos pneus e pequenos ângulos de esterçamento, devido à linearização das relações trigonométricas no ângulo de esterçamento ( $\delta$ ). Já em condições adversas, quando o motorista precisa desviar rapidamente de um obstáculo, todas estas linearizações podem comprometer a resposta dinâmica do modelo bicicleta.

A fim de não utilizar a linearização das forças atuantes nos pneus mostrada nas Equações 2.35 e 2.36, um modelo experimental foi desenvolvido por Bakker *et al.* (1987). Da mesma forma como feito no modelo linearizado, o modelo semiempírico conhecido como Pacekja 1987, também observou a forte relação do ângulo de deriva ( $\alpha$ ) e a taxa de escorregamento longitudinal ( $\sigma$ ) e ainda propôs a dependência da força normal ( $F_{z_i}$ ) nas forças laterais e longitudinais.

Segundo Bakker *et al.* (1987) o comportamento do pneu segue a fórmula mágica apresentada na Equação 2.50, sendo  $B$  o fator de rigidez,  $C$  o fator de forma,  $D$  o fator de pico,  $E$  o fator de curvatura,  $S_h$  o fator de deslocamento horizontal e  $S_v$  fator de deslocamento vertical. Todos parâmetros são constantes para um determinado pneu em uma determinada condição de carga vertical e são obtidos de maneira experimental. O valor da função  $y(x)$  é a força analisada que pode ser a força lateral ( $F_y$ ), longitudinal ( $F_x$ ) ou o momento autoalinhante ( $M_z$ ) depen-

do parâmetro  $x$  e de todas as constantes que se utiliza. As tabelas 2.2 à 2.5 mostram as relações entre os valores de  $y(x)$  e  $x$  e como calcular os valores das constantes para cada caso. Os valores típicos das constantes  $a_i$ ,  $b_i$  e  $c_i$  para veículos de passeio estão mostrados no anexo A.1. Na Figura 2.11 também estão mostradas as forças em função da carga vertical aplicada ( $F_z$ ).

$$y(x) = D \cdot \text{sen}(tg^{-1}(B \cdot (1 - E) \cdot (x + S_h) + E \cdot tg^{-1}(B \cdot (x + S_h)))) + S_v \quad (2.50)$$

Tabela 2.2: Dependência fórmula mágica (Bakker *et al.*, 1987)

$y(x)$	$x$
$F_x(\sigma)$	$\sigma$
$F_y(\alpha)$	$\alpha$
$M_z(\alpha)$	$\alpha$

Tabela 2.3: Parâmetros para a força lateral (Bakker *et al.*, 1987)

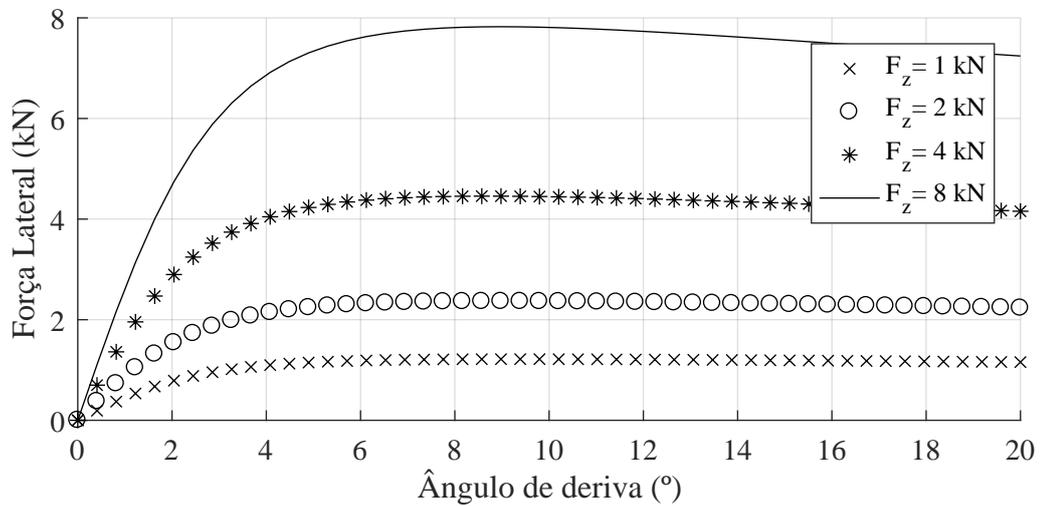
Parâmetro	Equação
$C$	$a_0$
$D$	$\mu_{yp} F_z$
$E$	$a_6 F_z + a_7$
$BCD$	$a_3 \sin(2 \arctg(F_z/a_4))(1 - a_5  \gamma )$
$S_v$	$a_{11} \gamma F_z + a_{12} F_z + a_{13}$
$S_h$	$a_8 \gamma + a_9 F_z + a_{10}$
$a_{11}$	$a_{111} F_z + a_{112}$

Tabela 2.4: Parâmetros para a força longitudinal (Bakker *et al.*, 1987)

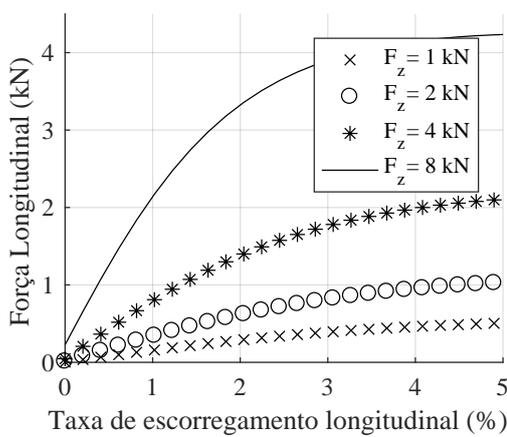
Parâmetro	Equação
$C$	$b_0$
$D$	$\mu_{yp} F_z$
$\mu_p$	$b_1 F_z + b_2$
$BCD$	$(b_3 F_z^2 + b_4 F_z) e^{-b_5 F_z}$
$E$	$b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8$
$S_v$	0
$S_h$	$b_9 F_z + b_{10}$

Tabela 2.5: Parâmetros para o momento autoalinhante (Bakker *et al.*, 1987)

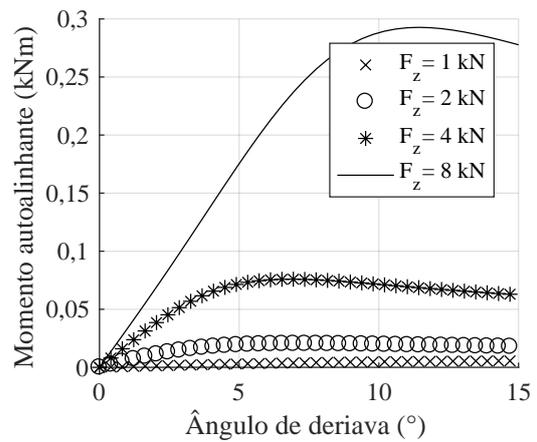
Parâmetro	Equação
$C$	$c_0$
$D$	$c_1 F_z^2 + c_2 F_z$
$E$	$(c_7 + F_z^2 + c_8 F_z + c_9)(1 - c_{10} \gamma )$
$BCD$	$(c_3 F_z^2 + c_4 F_z)(1 - c_6 \gamma )e^{-c_5 F_z}$
$S_v$	$(c_{14} F_z^2 + c_{15} F_z)\gamma + c_{16} F_z + c_{17}$
$S_h$	$c_{11}\gamma + c_{12} F_z + c_{13}$



(a) Força Lateral



(b) Força Longitudinal



(c) Momento autoalinhante

Figura 2.11: Forças nos pneus

Como pode ser visto na curva típica das forças nos pneus, Figura 2.11, para pequenos

ângulos de deriva (até aproximadamente  $2^\circ$ ), o comportamento das forças é quase linear. Nesta região, a linearização das forças pode ser realizada sem grandes prejuízos. Para ângulos mais altos, o pneu passa a perder rigidez, chegando ao máximo, determinado pelo valor de  $D$  da fórmula mágica. Já para ângulos maiores que o pico, o pneu passa a perder aderência e mantém uma força praticamente constante. Esta última região deve ser evitada, pois independente da variação do ângulo de deriva o pneu não responderá com variação relevante de forças, além do fato de pequenos desvios na força implicar em grandes desvios na trajetória.

Contudo, estas equações são válidas apenas quando a solicitação é paralela ao sentido longitudinal ( $x$ ) ou lateral ( $y$ ), sendo forças puramente lateral ou longitudinal. Quando o pneu é solicitado em condição combinada, a resposta de força pode diminuir para os dois sentidos. Bakker *et al.* (1987) observou o comportamento de combinação de forças e propôs a aproximação por uma elipse, Equação 2.51, sendo os seus diâmetros principal e secundário as forças longitudinais e laterais máximas  $F_{x0}$  e  $F_{y0}$  dadas pelo valor  $D$  da fórmula mágica (Equação 2.50). Na Figura 2.12 está representada de maneira gráfica a elipse onde o vetor força deverá estar contido.

$$\left(\frac{F_x}{F_{x0}}\right)^2 + \left(\frac{F_y}{F_{y0}}\right)^2 = 1 \quad (2.51)$$

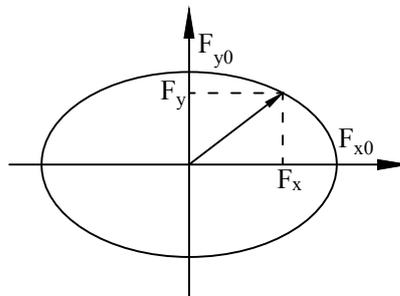


Figura 2.12: Combinação de forças laterais e longitudinais no pneu

O comportamento de elipse dos pneus pode reduzir a zero a rigidez nas direções  $x$  e  $y$  ocasionando problemas na estabilidade do veículo. Em uma frenagem brusca, as forças longitudinais tendem tomar valores elevados, no limite de tração do pneu, comprometendo quase por completo as forças laterais do pneu, ficando o motorista ou controlador impossibilitados de corrigir a guinada do veículo.

## 2.3 Motores elétricos

A instalação da motorização elétrica em um veículo híbrido é facilitada quando o motor possui algumas características. Pode-se citar a alimentação por corrente contínua, alta relação torque peso e baixa tensão de operação, facilitando assim o uso de baterias, reduzindo o peso do veículo e a complexidade dos sistemas de proteção contra choques elétricos.

O tipo de motorização adequado para a esta aplicação é o motor do tipo BLDC (*brushless direct current*, sem escovas de corrente contínua), que une todas as características mencionadas e ainda possui baixo ruído, alta controlabilidade, baixo custo de manutenção e trabalha nos quatro quadrantes de operação, podendo regenerar energia durante frenagens (Kumar e Revankar (2017), Yamashita *et al.* (2018) e Yedamale (2003)).

O funcionamento deste tipo de motor é muito parecido com o motor de escovas de corrente contínua (DC), porém a comutação das fases é feita por um circuito elétrico de alta potência. Desta forma, não existe a necessidade das escovas e a corrente pode passar pela parte estacionária do motor, deixando os ímãs permanentes instalados no rotor como a parte móvel.

Em motores DC a sincronização entre a posição do rotor e a alimentação da corrente é feita pelas escovas, como mostra a figura 2.13. Dependendo da posição do rotor, a corrente elétrica é obrigada a passar em um determinado sentido nas bobinas do rotor, que gera um campo magnético que tende a alinhar com o campo dos ímãs permanentes localizados no estator, gerando torque.

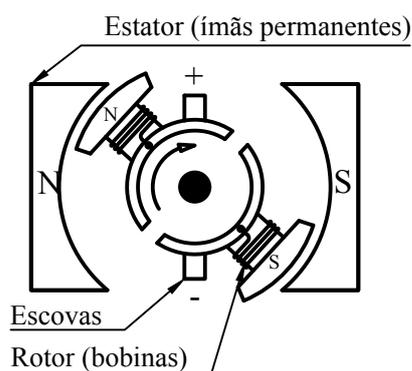


Figura 2.13: Motor DC

Apesar das escovas ser uma solução simples para a sincronização entre a posição do rotor e o sentido da corrente, estas, por estarem em contato mecânico com o rotor, sofrem desgastes precisando ser substituídas periodicamente, resultando em elevados custos de manutenção.

Contudo, pela ausência deste componente nos motores BLDC, o sistema de alimentação

deverá conhecer a posição do rotor, justificando a presença do sistema de realimentação da posição do rotor em muitos modelos. Neste e em outros trabalhos como Vinatha *et al.* (2008) e Tsai *et al.* (2011) a realimentação da posição do rotor é feita por sensor de efeito *hall*. Este sensor verifica o estado magnético de uma região, informando a presença do polo norte e não necessita de contato mecânico com o objeto magnético. Em muitos equipamentos, este tipo de sensor é utilizado para detectar o fechamento de alguma tampa, como telas de *notebooks* ou tampa de lavadoras automáticas. No motor BLDC, o sensor se localiza próximo ao rotor e é fixado no estator. Nesta região é possível detectar o sentido do campo magnético produzido pelo rotor e conseqüentemente a sua posição angular.

A resposta do sinal do sensor de efeito *hall* é, em geral, digital, possuindo apenas níveis alto e baixo. Devido a limitação do sinal, são necessários três sensores devidamente posicionados para produzir o sinal apresentado na Tabela 2.6.

Tabela 2.6: Resposta do sensor *hall* (Yedamale, 2003)

Posição elétrica do motor	Índice de posição do sensor	$Hall_A$	$Hall_B$	$Hall_C$
0	2	0	1	0
$\pi/3$	6	0	1	1
$2\pi/3$	4	0	0	1
$\pi$	5	1	0	1
$4\pi/3$	1	1	0	0
$5\pi/3$	3	1	1	0

Utilizando com a informação da posição do rotor, o sistema de alimentação elétrica do motor deverá alimentar corretamente as fases do motor a fim de fazer o papel das escovas do motor DC. Na Figura 2.14 está apresentada a alimentação das três fases do motor dada a resposta do sensor *hall*.

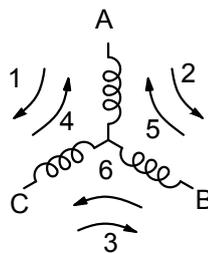


Figura 2.14: Sequência de ativação

Dependendo da construção do rotor e do estator a resposta de tensão contraeletromotriz

(*back electro motive force*, BEMF) pode ter formas de onda sinusoidal ou trapezoidal. Para este trabalho será estudado motor com BEMF na forma trapezoidal por conta de o equipamento disponível ter esta característica. Na Figura 2.15 está apresentada a sincronização entre a alimentação e a resposta da força contraeletromotriz.

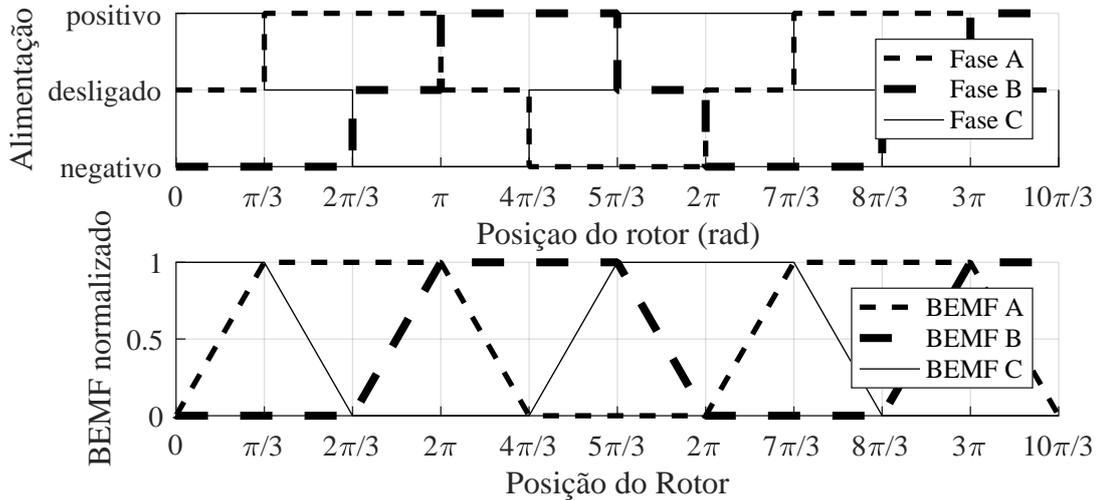


Figura 2.15: Sincronização entre a alimentação e BEMF.

É importante ressaltar que a alimentação da fase deve corresponder à resposta da força contraeletromotriz. Em momentos de transição do nível da BEMF, a fase não possui alimentação. Toda esta sincronização é realizada pelo controlador e comandada pela resposta do sensor de posição do rotor (*hall*).

De posse de todas estas informações, é possível determinar o modelo elétrico do motor BLDC (Equações 2.52 e 2.53). Sendo  $v_k$ ,  $R_k$ ,  $i_k$ ,  $L_k$ ,  $e_k$ , a tensão, resistência, corrente, indutância, BEMF da fase  $k$  respectivamente,  $w_m$  a velocidade angular,  $f_k(\theta_e)$  a forma de onda da BEMF em função da posição angular do motor ( $\theta_e$ ) e  $k_v$  a constante de velocidade. A forma de onda  $f_k$  está mostrada na Tabela 2.7.

Tabela 2.7: Resposta do sensor *hall* (Yedamale, 2003)

Posição elétrica ( $\theta_e$ )	$f_a(\theta_e)$	$f_b(\theta_e)$	$f_c(\theta_e)$
$0 - \pi/3$	1	-1	$1 - \frac{6\theta_e}{\pi}$
$\pi/3 - 2\pi/3$	1	$\frac{6\theta_e}{\pi}$	-1
$2\pi/3 - \pi$	$5 - \frac{\theta_e}{\pi}$	1	-1
$4\pi/3 - 5\pi/3$	-1	1	$\frac{6\theta_e}{\pi} - 7$
$2\pi - 7\pi/3$	-1	$9 - \frac{\theta_e}{\pi}$	1
$8\pi/3 - 3\pi$	$\frac{6\theta_e}{\pi} - 11$	-1	1

Como simplificação, os dispositivos semicondutores serão considerados ideais (alimentação ideal), o motor não está saturado, não há enfraquecimento de campo e as resistências e indutâncias são invariantes no tempo.

$$v_k = R_k i_k + L_k \frac{d_i}{d_t} + e_k \quad (2.52)$$

$$e_k = k_v \omega_m f_k(\theta_e) \quad (2.53)$$

A corrente que passa pelo estator produz um campo magnético que interage com o campo do rotor produzindo torque. Vários trabalhos têm mostrado que o torque produzido pelo motor é proporcional a esta corrente e que quando se utiliza o sistema internacional de unidades, o valor do  $k_v$  é numericamente igual a esta razão ( $k_t$ ), como mostrado na Equação 2.54.

$$T_m = \sum_k k_t f_k(\theta_e) i_k \quad (2.54)$$

Vale ressaltar que a resposta de torque do motor que é utilizado como entrada no modelo dinâmico do veículo e apresentado na Equação 2.54 é altamente dependente da solução da Equação 2.52 que por sua vez depende da Equação 2.53 que depende da velocidade do eixo do motor.

Neste trabalho, os motores elétricos estão acoplados diretamente nas rodas, portanto a velocidade do eixo do motor é obtida pela solução da equação dinâmica do veículo.

## 2.4 Controladores

O controle da trajetória do chassi de um veículo convencional é realizado pelo motorista em um circuito de malha fechada. Os sensores desta malha são inúmeros por conta da alta capacidade humana, como a visão em três dimensões, sentidos de aceleração, temperatura e audição. Como atuação, o motorista pode regular a aceleração longitudinal pela troca de marcha, pedais de aceleração, freio e embreagem e a guinada por meio do esterçamento do veículo. Durante todas as viagens, ele observa constantemente o comportamento do veículo, efetua as correções necessárias e armazena as experiências obtidas para aplicar em viagens futuras.

Em comparação, os sistemas de controle automáticos também partem deste princípio. Os parâmetros do controlador correspondem a experiência prévia armazenada na mente humana que são configurados antes do pleno funcionamento da planta. O ajuste dos parâmetros pode

ser realizado no mundo real ou pode ser configurado em um ambiente virtual, economizando recursos físicos, financeiro além de poder ser feito de maneira mais veloz. Neste trabalho, o controlador será configurado em ambiente virtual com o modelo do veículo mostrado neste capítulo 2 e mais detalhado no capítulo 3.

Contudo, em um cenário que o carregamento do veículo altera a posição do centro de gravidade, o seu comportamento é diferente do esperado, fazendo com que a experiência prévia do motorista ou do controlador previamente configurado não gerem bons resultados, podendo ocasionar acidentes. Por este motivo, o objetivo do controlador é fazer com que o motorista consiga conduzir o veículo com a mesma experiência já obtida, ou, em outras palavras, fazer com que o veículo se comporte da mesma maneira mesmo com carregamento adicional causado pela hibridização, o qual se adiciona o sistema de motorização e principalmente as baterias na região traseira.

É importante ressaltar que a proposta do controlador é levar o veículo para o comportamento de um descarregado e não substitui a necessidade do motorista em guiar o veículo como já é realizado em modelos convencionais.

#### **2.4.1 A escolha do tipo de controlador**

Em sistemas convencionais de controle como o controlador PID, parte-se do princípio que o sistema a ser controlado é linear e que pode ser caracterizado por uma função de transferência, sendo esta provinda de um trabalho de identificação de parâmetros, ou modelagem matemática. Em casos que não seja possível determinar a função de transferência, os parâmetros de controle também podem ser ajustados a partir da resposta da planta, como sobressinal, tempo de estabilização ou erro em regime permanente. (Simoes e Shaw, 2007).

Embora este tipo de controlador seja muito utilizado na indústria e gere resultados excelentes para muitas aplicações, existem sistemas que não são completamente compreendidos, não são lineares o suficiente ou as informações disponíveis não são tão precisas. Para estes casos, operadores humanos treinados assumem o trabalho de controlar o sistema (Simoes e Shaw, 2007), como ocorre em muitos processos químicos e no controle de trajetória do veículo.

Sabendo da capacidade dos operadores humanos em controlar sistemas que os controladores automáticos convencionais não são capazes, Zadeh (1996) começa a estudar a lógica *fuzzy*. A lógica *fuzzy* é uma técnica que tenta incorporar a forma de raciocínio do ser humano em um sistema de controle. Esta técnica é capaz de capturar o conhecimento do ser humano de maneira simples, de ser implementado em um sistema computacional, de melhorar a integração

do controlador ao processo e de promover um desempenho semelhante e muitas vezes superior ao de um operador humano. Além disso, o controlador baseado na lógica *fuzzy* trabalha bem com a imprecisão das informações, e sistemas não lineares (Simoes e Shaw, 2007).

Desta forma o controlador baseado na lógica *fuzzy* é visto como melhor solução para o problema de controle de estabilidade veicular que os controles lineares devido a alguns motivos. Primeiramente, como já mostrado no capítulo 2.2, muitas das relações empregadas na dinâmica veicular são não lineares e as constantes dos pneus são variantes no tempo, dificultando a implementação de controladores lineares. Também, a lei de controle proposta (melhor detalhada no capítulo 3) tem como atuação os dois torques nas rodas traseiras, deixando de ser um sistema SISO (*single input single output*) e, apesar de já existirem proposta de controladores PID que trabalhem com sistemas MIMO (*multiple input multiple output*) para o controle de estabilidade, esta alteração depende da interpretação do usuário na malha de controle.

Outra vantagem que, segundo Mamdani (1974), este método requer baixo custo computacional a ponto de ele conseguir afirmar em 1974 ser possível utilizar em micro computadores e consumir baixíssimas quantidades de armazenamento e processamento, época em que os recursos computacionais eram escassos. Na seção 2.4.2, está apresentado o controlador utilizado.

#### **2.4.2 O Controlador Fuzzy**

Como já comentado na seção 2.4.1, muitos processos industriais complexos podem ser difíceis de controlar como reatores químicos ou longas cadeias produtivas. Esta dificuldade pode ser resultado de vários problemas, como fenômenos não lineares, variantes no tempo, sistema de aquisição falho e impreciso ou sistemas não totalmente conhecidos (King e Mamdani, 1977).

Visando o comportamento humano para o controle dos processos que os controladores automáticos não conseguiam controlar, Simoes e Shaw (2007) King e Mamdani (1977) considera os controladores lineares não são capazes de armazenar boa parte experiências prévias sobre o processo que o ser humano armazena.

Sabendo da real possibilidade em controlar processos deste tipo, começou-se a desenvolver técnicas baseadas no comportamento humano para o controle (King e Mamdani (1977)), que englobam as seguintes etapas: Observação, discussão com base nas experiências prévias, tomada de decisão e atuação na planta. Assim, Zadeh (1996) viu na lógica *fuzzy* a oportunidade de aplicá-la em controladores e desenvolveu algoritmos que utilizam a teoria *fuzzy*, que são baseados no controle qualitativo com variáveis expressas de forma linguística, com regras imprecisas e, principalmente, no amplo armazenamento de experiências passadas para controlar

uma planta objetiva.

Segundo Simoes e Shaw (2007), algumas condições podem ser consideradas bem sucedidas ao se aplicar um controlador do tipo *fuzzy*, uma vez que ele pode emular quaisquer funções não lineares: Operações altamente dependentes do julgamento e habilidades do operador, quando um parâmetro do processo afetar outro, processos modelados linguisticamente ou auxiliador para um operador humano, sendo este responsável por aceitar ou não a saída do controlador. Muitas destas características são encontradas no sistema de controle de trajetória de um veículo.

### 2.4.3 Funcionamento do controlador *fuzzy*

Como já comentado na seção 2.4.2, o controlador *fuzzy* se baseia no comportamento que o operador humano tem sobre o processo de controle de uma planta. O operador não precisa conhecer com total precisão os valores de resposta do sistema, ele então os separa em categorias, como *baixo*, *médio*, *alto*. Assim são tomadas decisões com base nestes valores linguísticos descartando informações desnecessárias e/ou redundantes. As decisões tomadas são então reconvertidas em valores numéricos para que possam ser introduzidos no processo de cálculo. Desta forma, o controlador *fuzzy* possui três etapas: *fuzzificação*, inferência e *defuzzificação*.

A *fuzzificação* é responsável por interpretar os valores da planta convertendo para variáveis linguísticas e separando-as em níveis (Mamdani (1974)). Em geral, para obter boa precisão, os processos possuem entre 5 a 7 níveis, mas são observadas aplicações com 3 ou 9 níveis. É recomendado que o número de funções seja sempre ímpar e que a função central represente o valor neutro, como por exemplo, muito baixo (BB), baixo (B), neutro (N), alto (A) e muito alto (AA).

Cada um destes níveis são definidos por uma função de pertinência, que atribui valores de pertinência para os valores de entrada do controlador. Em outras palavras, a função de pertinência define o grau de probabilidade da variável estar no nível que ela representa. Na Figura 2.16 está representado um exemplo das funções de pertinência para os 5 níveis de uma variável. O eixo das abcissas representa o valor do sensor da planta no mundo real e no eixo das ordenadas o valor de probabilidade dentro do universo do discurso que varia obrigatoriamente entre 0 e 1.

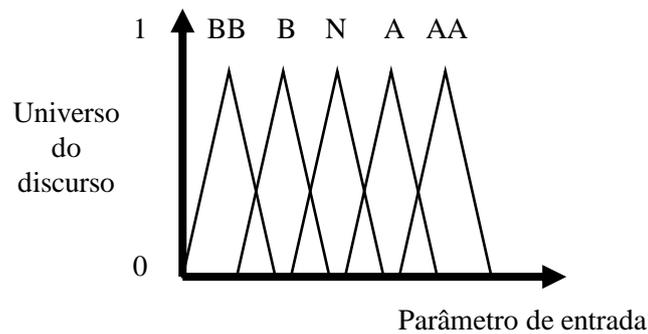


Figura 2.16: Funções de pertinência no parâmetro de entrada

Em teoria, as funções de pertinências podem assumir qualquer forma desde que possuam valores entre 0 e 1 e não precisam estar igualmente espaçadas ou mesmo serem simétricas. Contudo, as funções mais usuais são as funções gaussianas, triangulares, trapezoidais e *fuzzy-tom* que estão apresentadas na figura 2.17.

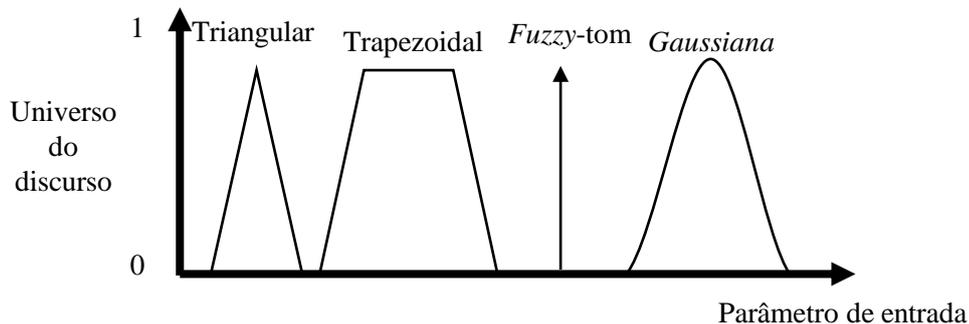


Figura 2.17: Tipos de funções de pertinência

Os formatos de triângulos ou trapézios são preferidos por conta da simplicidade e por acelerar o processo de cálculo. Porém, em sistemas de malha fechada que a suavidade é importante, funções do tipo  $\cos^2(x)$ , gaussiana, podem ser utilizadas. Outra característica que se recomenda para malhas fechadas é a superposição de funções de pertinência. Segundo Simoes e Shaw (2007) a superposição deve estar em torno de 25% à 75% e este valor é encontrado como resultado do processo de configuração do controlador e não deve ser uma imposição.

Ao final do processo de *fuzzificação* são obtidos um vetor de probabilidades para cada variável de entrada. Cada vetor é composto por  $n$  valores sendo  $n$  o número de funções de pertinência utilizados para aquela variável. Cada valor armazena a probabilidade desta variável estar em um determinado nível. É esperado que o vetor sempre possua ao menos um valor não nulo, em outras palavras, o algoritmo deve ter ao menos alguma ideia do nível da variável de

entrada, da mesma forma que o operador ao ler o valor de entrada deverá saber o nível em que ela se encontra. Caso não possua nenhum valor, pode considerar que o controlador não possui experiência o suficiente sobre o sistema, em comparação o operador não conhece este nível do processo.

A inferência é o momento em que o controlador *fuzzy* "raciocina" e toma as decisões necessárias para controlar a planta. Esta etapa é realizada exclusivamente no universo do discurso, desta forma valores quantitativos não são levados em conta e as decisões tem apenas cunho qualitativo e pode ser configurada de maneira linguística.

Existem dois métodos de inferência, o método afirmativo e o método negativo. Neste trabalho será utilizado apenas os métodos de inferência afirmativos. É principalmente nesta fase que o banco de experiência prévia pode ser armazenado. O processo de inferência executa entre dezenas a milhares de operações pré-programadas para associar as variáveis de entrada com as de saída.

Essas rotinas pré-programadas são chamadas de regras pelo simples fato de ter relações de causa e consequência. Em geral essas regras são montadas da forma de condições "se-então" (*if-then*). Um exemplo está mostrado na Equação 2.57 e 2.56.

$$SE \textit{ velocidade for ALTA, ENTÃO acelere o veículo de maneira BAIXA} \quad (2.55)$$

$$SE \textit{ velocidade for BAIXA, ENTÃO acelere o veículo de maneira ALTA} \quad (2.56)$$

Em sistemas de MIMO, pode surgir a necessidade de inserir na mesma regra mais de uma entrada ou saída. Este procedimento pode ser realizado com o auxílio de dois conectivos, o conectivo *E* ou o conectivo *OU*, como mostrado na regra linguística 2.57.

$$SE \textit{ velocidade for ALTA e aceleração for BAIXA,} \\ ENTÃO \textit{ acelere o veículo de maneira BAIXA} \quad (2.57)$$

Por fim, tem-se a fase de *defuzzificação*. Nesta etapa os valores da função de pertinência de entrada são combinados por meio das inferências para gerar valores numéricos na saída do controlador a fim de ser reconhecido pelo sistema a ser controlado. Existem três métodos de *defuzzificação*, Centro-da-Área (C-o-A), Centro-do-Máximo (C-o-M) e Média-do-Máximo (M-o-M). Neste trabalho será utilizado o método C-o-A.

Após a associação entre os parâmetros de entrada com as funções de pertinência, graus de suporte (GS) são definidos para dar maior relevância para as regras que são consideradas mais importante para o sinal de saída. O método C-o-A, também frequentemente chamado de centroide, calcula a posição do centroide da área para retornar o valor de saída.

Na figura 2.18 é mostrado de maneira gráfica o fluxo de informação dentro do controlador *fuzzy* de uma variável de um sistema SISO. Hipoteticamente neste exemplo, o valor de 5,345 é dado como valor de entrada. Com estes valores, as funções de pertinência muito baixa (BB) e baixa são ativadas e correspondem a uma probabilidade de 65% e 22% respectivamente. Então, são ativadas duas regras: se valor de entrada for BB, então retorne B e se valor de entrada for B então retorne N. Os graus de suporte de 1 e 0,8 são aplicadas em cada uma das regras respectivamente, gerando a área com centroide na posição 4,685, o valor de saída.

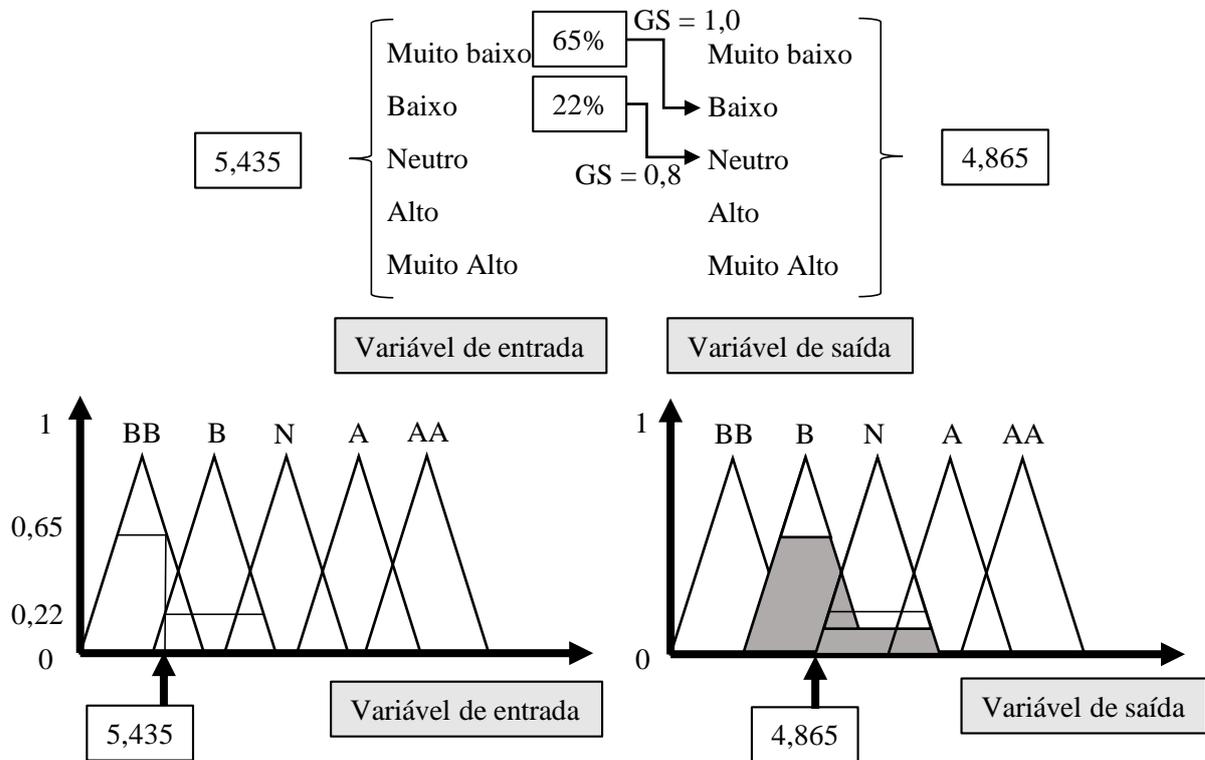


Figura 2.18: Fluxo de informação fuzzy

Apesar da capacidade do controlador *fuzzy* conseguir emular quaisquer funções não lineares e, portanto, possuir alta flexibilidade, ele vem acompanhado com o problema de ter um número elevado de parâmetros de controle para ajustar. No caso de um controlador SISO com três funções de pertinência triangulares e 5 regras, 23 parâmetros de controle necessitam de ajustes para sintonizar o controlador. Em comparação, um controlador clássico como o PID possui apenas 3 parâmetros de ajuste. O número de parâmetros de um controlador *fuzzy* com todas regras possíveis de serem geradas é dado pela Equação 2.58. Sendo  $GDL_{fuzzy}$  o número

total de parâmetros do controlador,  $n_{pert}$  o número de funções de pertinência,  $n_{param_{pert}}$  o número de parâmetros que definem a função de pertinência,  $n_{entrada}$  o número de variáveis de entrada e  $n_{saida}$  o número de variáveis de saída.

$$GDL_{fuzzy} = n_{pert} \cdot n_{param_{pert}} \cdot (n_{entrada} + n_{saida}) + n_{pert}^{(n_{entradas} + n_{saidas})} \quad (2.58)$$

A fim de tratar este problema, Simoes e Shaw (2007) e Mamdani (1974) sugerem fortemente realizar duas modificações no sistema: limitação dos valores de entrada e saída, geralmente são normalizados entre os valores de  $-1$  e  $1$  e discretização dos valores da função de pertinência. Desta forma o número configurações diferentes é reduzido, sendo mais simples a sua configuração, fazendo com que o método de calibração do controlador *fuzzy* efetue a busca em um intervalo limitado, facilitando o processo de convergência.

### 3 MODELAGEM DO PROBLEMA

A análise e discussão deste trabalho se baseará nos resultados simulados computacionalmente com alguns parâmetros obtidos de maneira empírica. Esta seção tem como objetivo integrar os modelos apresentados no capítulo 2 para observar o comportamento do veículo em manobras e obter valores adequados das constantes utilizadas nas simulações. Este capítulo está dividido em três partes: Caracterização do motor BLDC (3.1), modelo dinâmico do veículo (3.2) e implementação do controlador (3.3).

#### 3.1 Caracterização do motor BLDC

Como abordado anteriormente, o motor BLDC é bastante utilizado em veículos híbridos e elétricos, assim, neste trabalho, será adotado este tipo de motor. Em específico será utilizado o motor comercial HPM05KW12-PZ juntamente com o controlador HPC5000B, ambos fabricados pela *Golden Motor*. O motor e o controlador possuem juntos uma potência de 5 kW e são robustos a alteração da tensão de operação, pois trabalham com tensões nominais que vão desde 24 V até 48 V. Estes valores são propositalmente múltiplos da tensão das baterias já presentes no mercado, como as de chumbo-ácido (12 V) utilizado para alimentar todo o sistema elétrico do veículo a combustão.

Este sistema de motorização possui várias limitações para o estudo do comportamento elétrico, uma vez que é fechado e possui programação própria, fora do alcance do usuário. Contudo parâmetros gerais de funcionamento podem ser alterados facilmente, como torque entregue, tensão de operação e velocidade do motor, informações que são necessárias para a caracterização da interface do sistema de motorização e o veículo.

O controlador possui várias conexões que vão desde as fases do motor e do sensor de posição do rotor até conexão da chave de ignição do veículo e sensor de tensão da bateria. Para este trabalho só serão utilizadas as conexões que possuem interface com o motor (fases de alimentação do motor e sensor hall) e a fonte de alimentação do controlador.

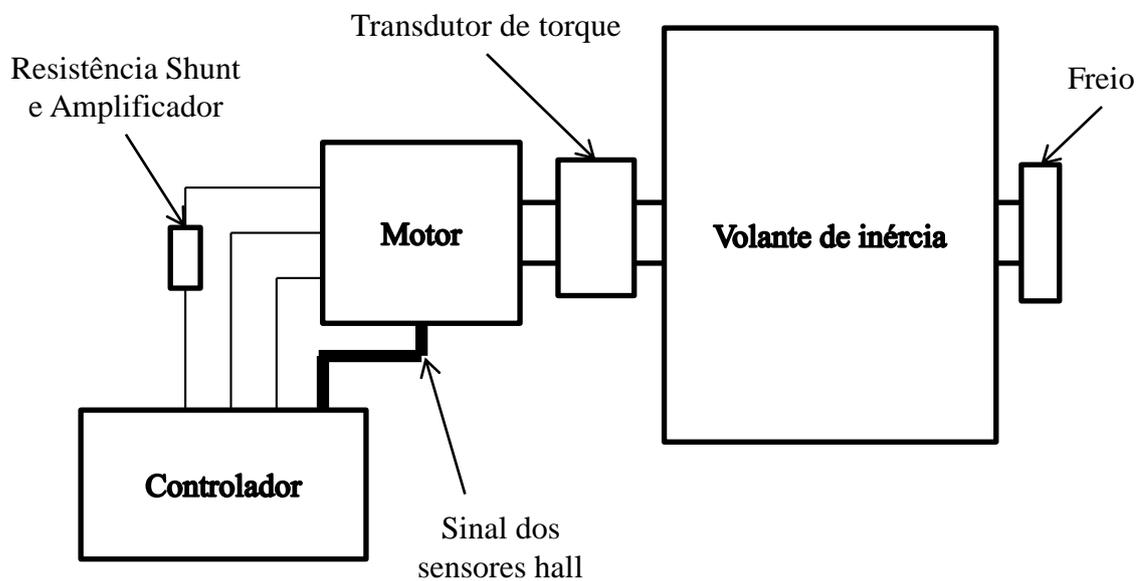
Conforme já mostrado na seção 2.3, o modelo completo do motor precisa das seguintes informações: a forma de onda ( $f_k$ ), valores de resistência ( $R$ ), indutância ( $L$ ), constante de velocidade ( $k_v$ ), constante de torque ( $k_t$ ) e a relação entre as velocidade elétrica ( $\omega_e$ ) e mecânica ( $\omega_m$ ).

A caracterização de alguns dos parâmetros depende do conhecimento do torque aplicado

ao eixo do motor. Portanto a bancada dinamométrica do Laboratório de Sistemas Integrados (LabSIn) foi utilizada. Nesta bancada, o motor elétrico é acoplado ao volante de inércia que corresponde a aproximadamente 1/4 de veículo de passeio e aos freios à disco para retirar energia do sistema ou mesmo por eventual necessidade de parada emergencial. A Figura 3.1 (a) apresenta a bancada contendo o motor, controlador e o volante de inércia, já a Figura 3.1 (b) apresenta o esquema da mesma.



(a) Bancada



(b) Esquema da Bancada

Figura 3.1: Bancada dinamométrica

A bancada mostrada na Figura 3.1 é capaz de monitorar algumas variáveis de operação do motor que são: torque entregue pelo motor, velocidade do eixo do motor, tensão de operação do controlador, corrente de alimentação e corrente de fase.

Para a medição do torque entregue pelo motor, o transdutor de torque da HBM modelo T22/100NM está acoplado entre a ponta de eixo do motor e a ponta de eixo do volante de inércia. Apesar de estar localizado após a inércia do rotor do motor BLDC e por consequência não ler exatamente o torque entregue pelo motor, a inércia do rotor é muito baixa em relação ao conjunto, podendo ser negligenciada. Outro artifício para mitigar este problema é a realização de ensaios quase estáticos.

O motor BLDC já possui sensor de posição rotor, como explicado na seção 2.3. Aproveitando o sistema de realimentação do motor, o sinal dos sensores de efeito *hall* foi desviado e utilizado como aquisição de velocidade.

A resistência *shunt* de  $0.4m\Omega$  ( $60mV$ ,  $150A$ ) foi conectada em série a uma das fases do motor. Desta forma, ao passar corrente por esta fase um diferencial de tensão é produzido de maneira proporcional à corrente. Utilizando o amplificador de sinal MINI MCR-SL-SHUNT-UI da *Phoenix Contact*, próprio para resistência *shunt*, é possível condicionar o sinal para o sistema de aquisição.

### 3.1.1 Sistema de aquisição

O sistema de aquisição utilizado foi o microcontrolador *Arduino UNO*, que se mostrou muito flexível, preciso e rápido o suficiente para a aplicação, além de ter um custo reduzido quando comparado com sistemas dedicados. O sistema de aquisição da *National Instruments* (NI6009), por exemplo, possui um custo cerca de 10 vezes em relação ao sistema proposto e para este problema não geraria grandes ganhos de precisão.

Da mesma forma como o sistema de aquisição NI6009, o sistema proposto não possui capacidade de armazenamento de dados, sendo necessário o uso de um computador para realizar esta tarefa. Um protocolo de comunicação entre o computador e o microcontrolador foi desenvolvido especialmente para o problema. Neste protocolo procurou-se otimizar o envio de informações por meio da comunicação serial entre o microcontrolador e o computador, principal limitante para a velocidade de aquisição. Esta porta transmite dados na forma de *bytes* (0 a 255), em contrapartida, a precisão da aquisição do Arduino é de 10 bits (0 a 1023), ou seja, com apenas 2 *bytes* é possível enviar um ponto de aquisição.

O microcontrolador, portanto, é responsável por adquirir os dados a 10 bits, codificá-lo para dois bytes e transmiti-los para o computador que por sua vez possui o algoritmo inverso para decodificação, apresenta os dados adquiridos em tempo real e os armazena para posterior análise. Com este procedimento obteve-se uma taxa de aquisição de  $600Hz$ .

Por ser um sistema totalmente aberto e programável, algumas melhorias dedicadas ao problema puderam ser implementadas. A primeira foi o cálculo da velocidade de rotação do motor de forma a enviar apenas o valor da velocidade, evitando assim erros devido ao tempo de aquisição ou mesmo ter que transmitir os sinais dos três sensores de maneira bruta e que comprometeria a velocidade de aquisição.

A segunda e talvez a mais relevante foi transmitir os dados apenas em momentos de interesse. Instantes em que a fase de estudo não conduz corrente não foram adquiridos, assim a transmissão de dados foi acelerada e o armazenamento de informações desnecessárias foi evitado.

### 3.1.2 Ensaios realizados

O primeiro ensaio realizado foi determinar o valor da resistência interna do motor. Para tal a parte elétrica do motor foi totalmente desconectada do controlador, o eixo de saída foi mantido estático, enquanto uma corrente conhecida passava pelas fases do motor. Adquirindo o valor da tensão na fase do motor e utilizando a Lei de Ohm, a resistência medida no motor ( $R$ ) foi de  $0.2142\Omega$ . Como já comentado na seção 2, os valores de resistência serão considerados iguais para quaisquer fases do motor. Segundo Hendershot e Miller (2010), o valor da indutância ( $L$ ) pode ser considerado nulo, por ser muito mais baixo em comparação com o valor da resistência.

A determinação da relação  $\omega_e/\omega_m$  foi realizada comparando a resposta dos sensores *hall* com a velocidade do eixo mecânico. Sabe-se que para cada ciclo completo do sinal dos sensores *hall* corresponde a um ciclo elétrico, portanto o eixo do motor foi rotacionado uma volta enquanto o sinal dos sensores demonstrou 4 ciclos elétricos. Sendo assim, a relação  $\omega_e/\omega_m = 4$ .

As medições realizadas até este ponto do trabalho não necessitaram do volante de inércia, uma vez que o torque não é uma variável de controle. Contudo, para a determinação da constante de torque ( $k_t$ ), esta variável deverá ser adquirida. Acoplado o motor ao dinamômetro é possível obter valores de torque e velocidade de forma independente, adquirindo-se valores de corrente. A determinação do parâmetro ( $k_t$ ) se dá pela média de todos os valores medidos, de acordo com a Equação 3.1.

$$k_t = \frac{\sum_{i=1}^n T_m/i}{n} \quad (3.1)$$

Sabendo, a partir da literatura, que o valor da constante de torque é invariante em relação

a tensão de operação e que o valor de torque é proporcional em relação à corrente de fase, foram feitos ensaios a fim de confirmar esta teoria. Também, neste mesmo ensaio, foi possível verificar se o experimento foi executado corretamente e, principalmente, averiguar se o sistema de aquisição está coletando valores coerentes. A ANOVA de uma e duas vias foram realizadas para a validação estatística dos ensaios (Vieira, 2006). Duas teorias já muito consolidada na literatura, como Fitzgerald *et al.*, 2003, são utilizadas para esta validação. A primeira é o fato da corrente ser proporcional ao torque gerado pelo motor e a segunda é a independência da tensão de operação e do fator de proporcionalidade entre corrente e torque.

Os valores de torque e tensão de operação foram considerados parâmetros de controle e o experimento fatorial completo foi utilizado. O experimento realizado admitiu dois níveis, baixo e alto. Para a tensão o nível baixo corresponde a 36 V, condição de bateria fraca, e 48 V para o nível alto, condição de bateria carregada, já para o torque foi considerado 4 N.m como nível baixo e 7 N.m como nível alto. Cada ensaio teve duração entre 80 à 200 s sendo retirado um valor de constante de torque a cada 10 segundos, resultando em uma repetição de ao menos 8 pontos por combinação fatorial.

A primeira análise de variância foi realizada para confirmar a alta dependência entre a corrente e o torque. Para isso a ANOVA de uma via considerou a tensão constante de 48V, tratada com ruído e tendo a corrente como parâmetro de saída. Desta forma obteve-se o valor do teste de *fisher* de 375.66, como mostra a Tabela 3.1, sendo SQ a soma quadrática, GDL o número de graus de liberdade, MQ a média quadrática, e *f* o valor do teste de *Fisher*. Com este resultado é possível afirmar com mais de 99% de certeza que a corrente afeta o torque.

Tabela 3.1: ANOVA uma via (torque e corrente)

Variação	SQs	GDL	MQ	Teste <i>f</i>	<i>f</i> <sub>5%</sub>	<i>f</i> <sub>2,5%</sub>	<i>f</i> <sub>1%</sub>
Torque	$9,2 \cdot 10^{-4}$	1	$9,2 \cdot 10^{-4}$	375,66	4,17	5,57	7,56
Grupos	$7,35 \cdot 10^{-5}$	30	$2,45 \cdot 10^{-6}$				
Total	$9,93 \cdot 10^{-4}$	31					

Já a segunda análise de variância utiliza duas variáveis de controle, o torque e a tensão de operação. Nesta análise é possível obter o valor de dependência da corrente, da tensão de operação e da combinação das duas em relação ao valor de  $k_t$ . A análise apontou com 95% de certeza que estas duas variáveis não afetam o valor de  $k_t$ , como esperado. O resultado também pode ser observado na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: ANOVA duas vias (torque, tensão e kt)

Varição	DQs	GDL	MQ	Teste $f$	$f_{5\%}$	$f_{2,5\%}$	$f_{1\%}$
Tensão	$2,64 \cdot 10^{-4}$	1	$2,64 \cdot 10^{-4}$	4,30	4,60	6,30	8,86
Torque	$2,48 \cdot 10^{-4}$	1	$2,48 \cdot 10^{-4}$	4,05	4,60	6,30	8,86
Tensão X Torque	$1,85 \cdot 10^{-5}$	1	$1,85 \cdot 10^{-5}$	0,30	4,60	6,30	8,86
Erro	$8,60 \cdot 10^{-4}$	14	$6,14 \cdot 10^{-5}$				
Total	$1,39 \cdot 10^{-3}$	60	$2,32 \cdot 10^{-5}$				

Desta forma pôde-se determinar os parâmetros do motor utilizado, cujos valores estão apresentados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3: Parâmetros do motor

Parâmetro	Valor
Resistência	0,2142 $\Omega$
Indutância	0 $H$
Constante de torque	0,136 $NmA$
Constante de velocidade	0,136 $rad/(s \cdot V)$
Relação elétrica mecânica de rotação	4

### 3.1.3 Construção do modelo do motor elétrico

Por conta da simplicidade e robustez do integrador já implementado no software MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup>, a programação do modelo do motor foi realizada nesta plataforma. Na Figura 3.2 está apresentada a programação de cada uma das equações do modelo do motor.

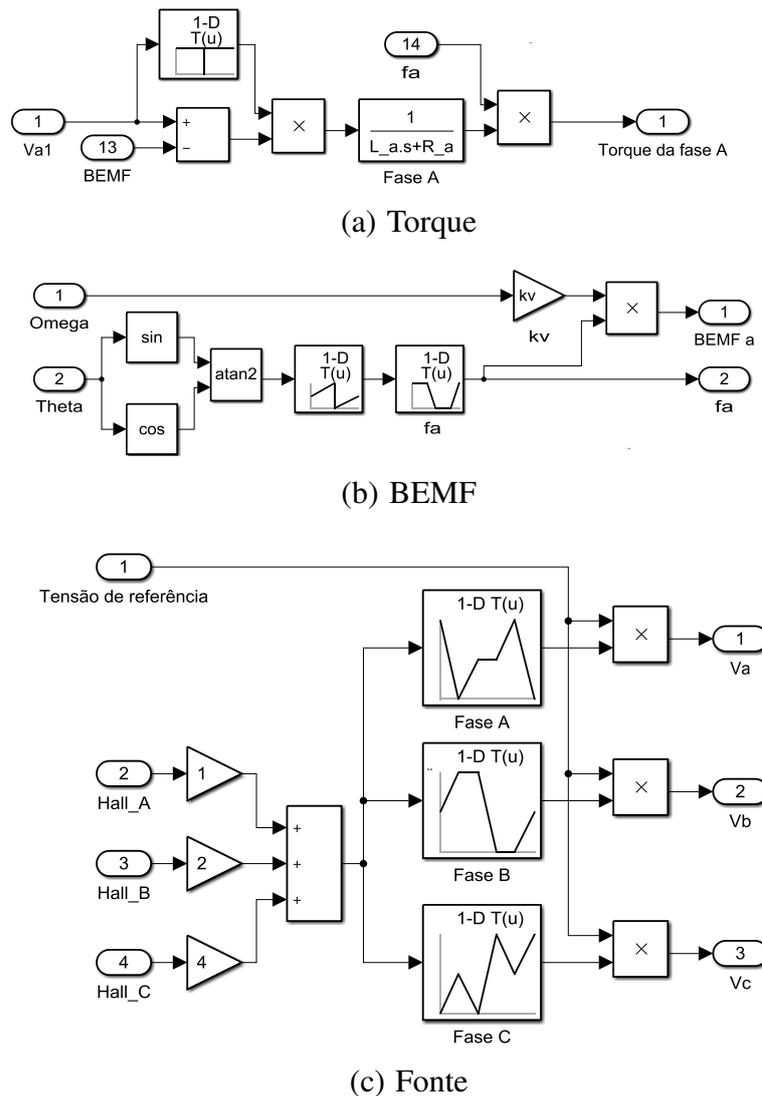


Figura 3.2: Modelo do motor BLDC

Como mostrado na Equação 2.54, o torque resultante no motor é a soma da contribuição de torque de cada uma das fases. Na Figura 3.2 (a) é apresentado o cálculo do torque apenas da fase *A*, que depende da entrada de tensão desta fase (entrada 1), da força contraeletromotriz (entrada 13) e da forma de onda (entrada 14) resultando no torque da fase *A* (saída 1). A fim de simular os instantes de desconexão ou momentos de não condução da fase, o bloco  $1-D T(u)$  retorna zero quando a tensão de entrada é nula e possui valor de 1 em todas as outras ocasiões.

Na Figura 3.2 (b), a posição e velocidade do motor são parâmetros de entrada e o valor de BEMF e o fator de forma são saídas. O valor de  $Theta$  no programa é a integral da velocidade angular do motor podendo chegar a valores muito superiores a  $2\pi rad$ , portanto o conjunto de blocos  $\sin$ ,  $\cos$ ,  $\text{atan2}$  e o  $1-DT(u)$  precisaram ser utilizados para levar os valores ao intervalo de 0 a  $2\pi rad$ . Após esta correção, um outro bloco de busca unidimensional foi inserido para

aplicar a função de forma 2.7.

Como já comentado anteriormente, a fonte de tensão é considerada ideal e é ativada conforme o estado dos três sensores de efeito *hall*, como mostrado na Figura 3.2 (c). Os blocos *Fase A*, *Fase B* e *Fase C* são blocos que emulam a resposta do sensor hall mostrada na Tabela 2.6.

Por fim, na Figura 3.3 apresenta toda a interface que o programa possui. Sendo *Theta\_mec* a posição angular do motor, *Theta\_elec* a posição elétrica do motor, *Torque* o torque de saída, *Hall\_A*, *Hall\_B*, *Hall\_C* o sinal do sensor de efeito *hall*, *Torque Atuante* o torque sem as resistências de atrito, *BEMF\_A*, *BEMF\_B*, *BEMF\_C* as tensões contraeletromotriz e *Va*, *Vb*, *Vc* as tensões aplicadas em cada fase. Os dados de torque adquiridos experimentalmente podem ser inseridos no bloco *Dados Adquiridos* e, por meio de uma malha de controle, a tensão de entrada do modelo pode ser calculada para atingir do torque adquirido.

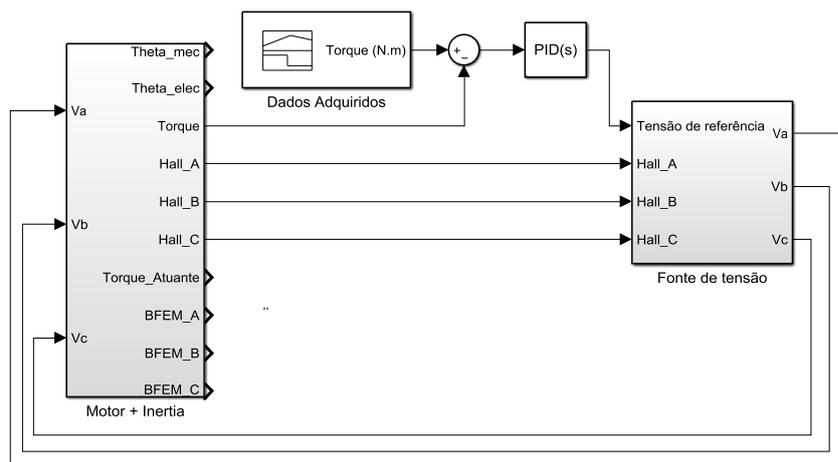


Figura 3.3: Modelo do motor BLDC (Visão geral)

Este tipo de modelagem se mostrou muito custoso computacionalmente. Para casos em que este modelo é acoplado com a modelagem do veículo, este alto custo computacional somado com o alto custo do modelo do veículo pode inviabilizar estudos. Neste mesmo trabalho, é apresentada a configuração dos parâmetros do controlador para que o veículo apresente a melhor performance de estabilidade e mesmo sem ter o acoplamento direto do modelo do motor, a otimização já se mostrou difícil. A fim de solucionar este problema, o modelo completo do motor BLDC da Figura 3.3 foi comparado com o modelo de motor DC convencional mostrado na figura 3.4.

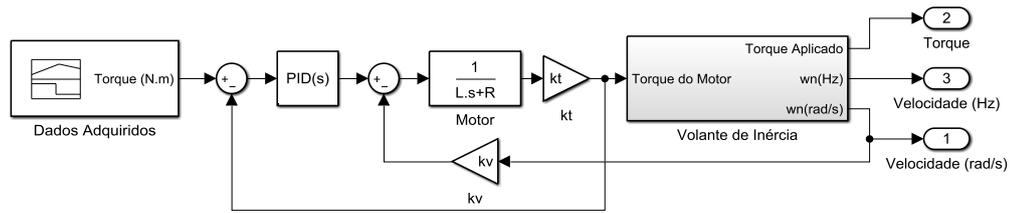


Figura 3.4: Modelo do motor DC

Apesar de ser mais simples, o modelo de motor DC não deixou de lado a precisão necessária para a aplicação na modelagem de veículos híbridos e elétricos. Ambos os modelos foram confrontados com um ensaio na bancada de testes obtendo correlações elevadas para a principal variável mecânica de estudo (torque) e para seu correspondente elétrico (corrente), com valores superiores a 0,99, como pode ser observado na figura 3.5.

Já para o tempo de simulação o modelo simplificado mostrou melhora de mais de 5 vezes, como apresentado na Tabela 3.4. O tempo de simulação foi executado em um computador com processador Intel® Core™ i7-6500U CPU @ 2,5 GHz 2,6 GHz, RAM (8 Gb) e sistema operacional Windows 10 64 bits e foram feitas 10 repetições para cada um dos modelos.

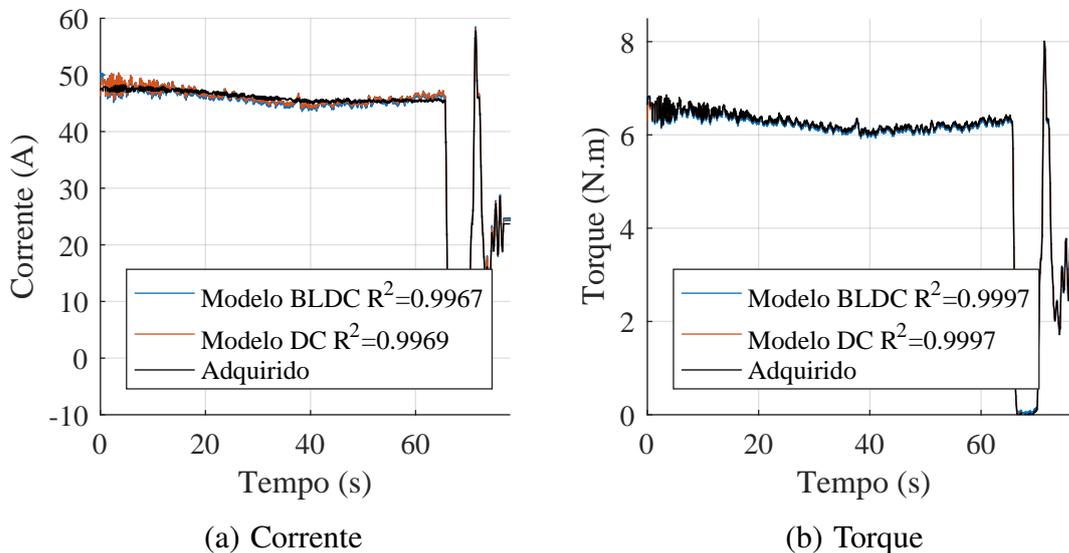


Figura 3.5: Correlação entre modelo BLDC e DC

Tabela 3.4: Tempo de simulação

	Tempo médio (s)	Desvio padrão (s)
Modelo DC	5,81	0,44
Modelo BLDC	30,75	1,89

Apesar do grande custo computacional e precisão semelhante ao modelo simplificado, o modelo completo do BLDC mostra comportamento elétrico mais detalhado. Portanto este modelo poderá ser utilizado para o projeto do circuito para atender os requisitos do motor.

### 3.2 Modelagem do veículo

O modelo do veículo se baseia no cálculo de todas as forças que atuam no chassi, seguido da integração temporal para determinar a posição e velocidade do veículo. Pelos mesmos motivos da escolha do MATLAB®/Simulink® para a implementação do modelo do motor elétrico também foram utilizados para a implementação do modelo do veículo. Além disso, o uso da mesma plataforma facilitou a integração dos dois modelos.

Como o trabalho está focado no comportamento lateral do veículo, a resistência aerodinâmica foi desconsiderada por não ter impacto direto sobre a manobra. Além desta simplificação, todas as simulações que são mostradas neste trabalho não levam em consideração aclives ou declives, descontinuidades na pista e ventos laterais ao veículo. As forças que estão consideradas são as interações entre o pneu e o solo (forças normais, laterais e longitudinais), principais responsáveis pela mudança de trajetória do veículo.

#### 3.2.1 Implementação do modelo do veículo no Simulink

A simulação segue o fluxograma mostrado na Figura 3.6. Após a definição de todos os parâmetros do veículo, como bitola dos eixos ( $t_1$  e  $t_2$ ) e os parâmetros dos pneus, o processo começa no bloco 1 da Figura 3.6 quando a condição de posição ( $x, y, \Psi$ ) e velocidade ( $v_{x_0}, y_0, \dot{\Psi}$ ) são recebidas. Caso o primeiro passo de integração já tenha ocorrido, considera-se as posições e velocidades do passo anterior.

Devido ao fato do chassi do veículo ser considerado um corpo rígido, a velocidade em cada uma das rodas pode ser calculada em função dos parâmetros construtivos do veículo,

representado pelo bloco 2. Utilizando a Equação 2.32 e sabendo o ângulo de esterçamento imposto pelo usuário, é possível calcular o ângulo de deriva nos pneus, mostrado no bloco 3. Simultaneamente ao cálculo do ângulo de deriva, o bloco 5 mostra o cálculo das forças normais de cada pneu segundo a Equação 2.20.

No bloco 5, utilizando a fórmula mágica já apresentado na Equação 2.50, o modelo de resistência à rolagem (2.5) e a solicitação de torque pelo usuário, são calculadas a força lateral, longitudinal e o momento autoalinhante. No sexto bloco todas as forças são transladadas para o centro de gravidade sendo integradas no tempo seguindo a segunda lei de newton, mostrada no último bloco do fluxograma.

Na Figura 3.7 esse processo está representado por apenas um bloco na interface do Simulink (*Veículo*). Neste modelo, o usuário possui 5 parâmetros de entrada, o ângulo de esterçamento (entrada 1), e os torques em cada uma das rodas (entradas 2 5) que podem ser controladas de maneira independente. As principais saídas do modelo são a posição, a velocidade e a aceleração do veículo e a velocidade de rotação das rodas, embora outras informações estão disponíveis para fácil acesso, como forças normais ( $F_z$ ) e forças laterais ( $F_y$ ) dos pneus e escorregamento longitudinal.

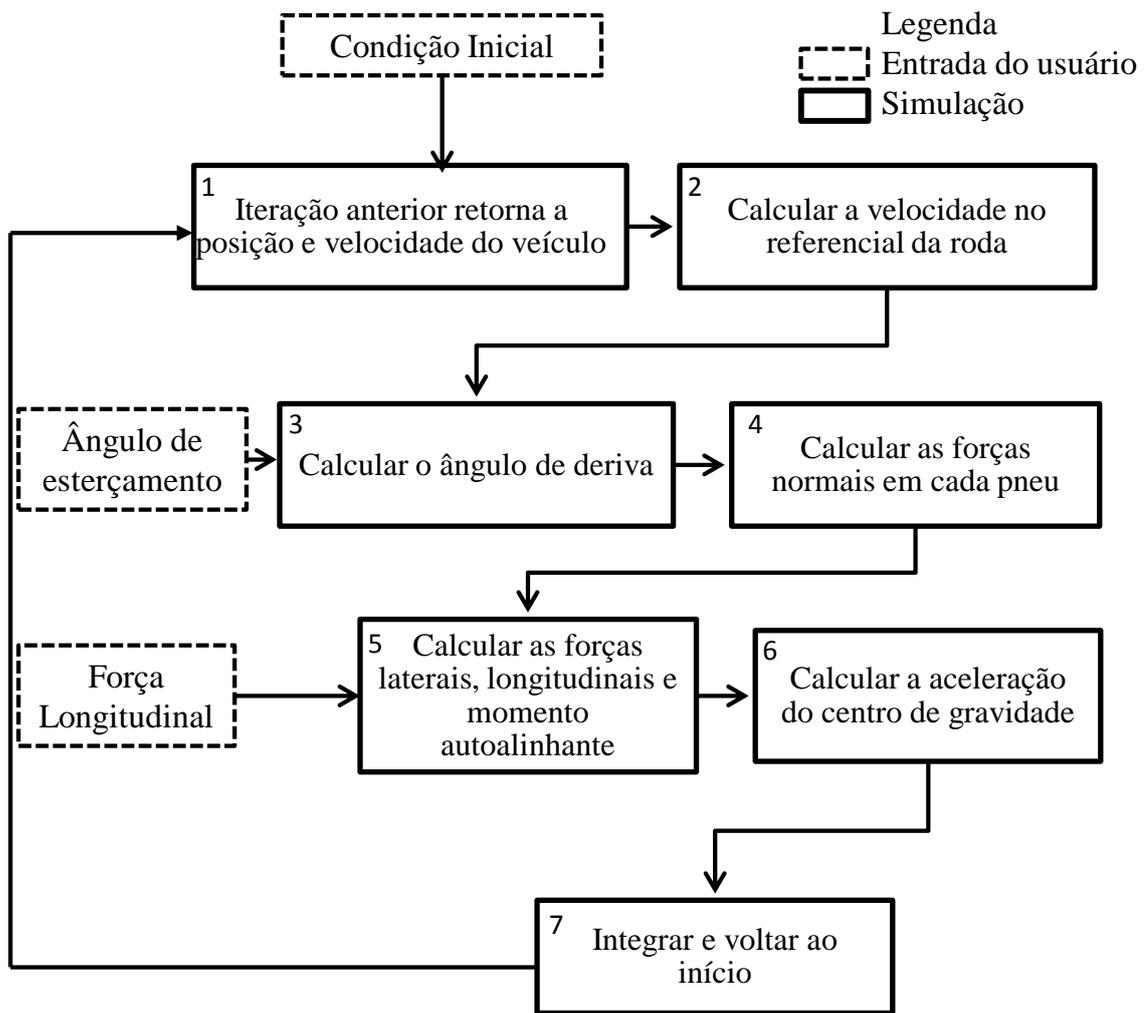


Figura 3.6: Fluxo de simulação do veículo

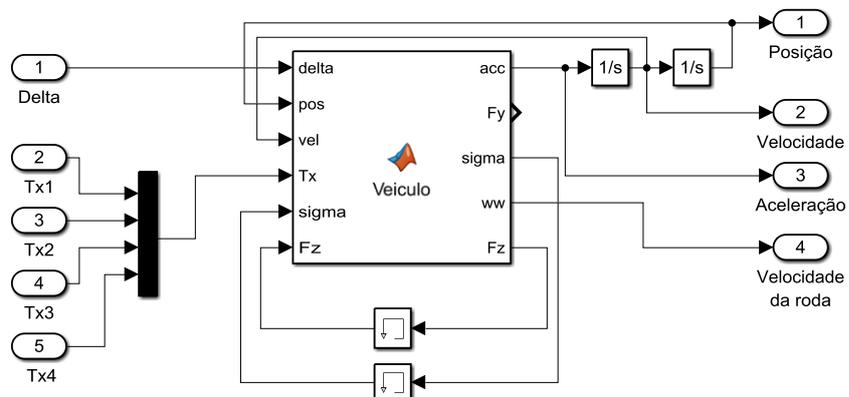


Figura 3.7: Interface da simulação

### 3.2.2 Validação do modelo

Antes de utilizar o modelo do veículo descrito na seção 3.2.1 algumas simulações foram realizadas para garantir o seu funcionamento, comparando os resultados obtidos por meio do uso do modelo bicicleta.

Em um veículo convencional, a carga adicionada pode alterar o comportamento dinâmico, como já discutido no capítulo 2.2. Considerando o veículo simétrico no plano  $xz$  com os pneus dianteiros e traseiros iguais, é possível realizar comparações com o modelo bicicleta. As três condições dinâmicas do veículo foram simuladas (esterçamento neutro, subesterçado e sobreesterçado) alterando a distância do centro de massa em relação ao eixo traseiro, 0,8, 0,5 e 0,2 vezes a distância entre eixos, uma vez que a rigidez dos pneus são iguais.

Para todas as simulações realizadas, o veículo partiu com velocidade inicial de  $20\text{ m/s}$  ( $72\text{ km/h}$ ) sem quaisquer forças trativas em nenhuma das rodas e o ângulo de esterçamento da roda foi de  $5^\circ$ . O resultado pode ser observado na figura 3.8. Em comparação com a condição de esterçamento neutra, o veículo sobreesterçado obteve raio de curvatura menor enquanto o subesterçado obteve raio de curvatura maior, como previsto pelo modelo bicicleta apresentado na seção 2.2.3.

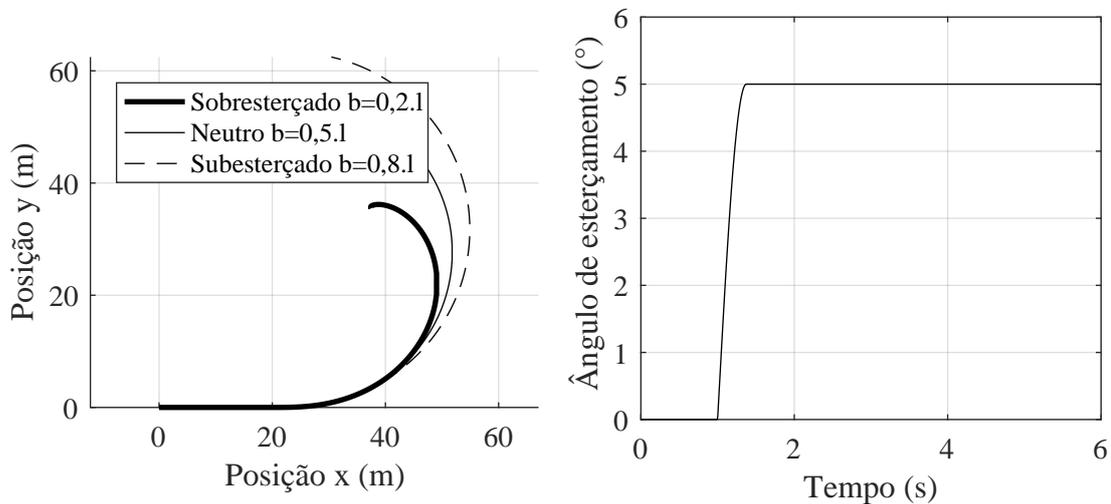


Figura 3.8: Esterçamento circular do veículo

Neste tipo de manobra é fácil notar que para a condição de subesterçamento, o usuário necessitaria aumentar o ângulo de esterçamento para efetuar o mesmo raio de curvatura em relação à condição neutra. Em contrapartida, na condição sobreesterçada, o usuário precisaria diminuir o ângulo de esterçamento. Este comportamento é semelhante ao apresentado por Rajamani (2011), o qual descreve de forma qualitativa o comportamento do esterçamento para

veículos sobresterçado, neutro e subesterçado.

### 3.3 Implementação do controlador

A figura 3.8 representa, de maneira exagerada, os diferentes comportamentos que o veículo pode ter ao se deslocar o centro de gravidade para regiões mais próximas ao eixo dianteiro ou eixo traseiro. Como já comentado na seção 2, durante a condução, o motorista se habitua a conduzir o veículo de acordo com as experiências passadas e quando o veículo passa a se comportar de maneira diferente e o motorista é obrigado a tomar ações fora do convencional. Nesta nova condição o motorista precisa de mais atenção e em casos extremos pode causar algum acidente que poderia não ocorrer caso estivesse conduzindo um veículo padrão.

A primeira proposta para mitigar este fato seria projetar um controlador que conseguisse modificar a dirigibilidade do veículo para o modelo cinemático (Ackermann), contudo este objetivo traria um problema similar ao deslocamento do centro de gravidade para a região traseira: o motorista não estaria habituado a conduzir um veículo com este comportamento. Portanto, o objetivo do controlador é o de ajustar o comportamento do veículo para o veículo com carregamento padrão. Os parâmetros do veículo padrão foram retirados da obra de Genta (1997) em que ele descreve um veículo de passeio pequeno. Os dados estão apresentados na Tabela 3.5. Em contrapartida, para todas as simulações, o veículo considerado carregado possuirá um acréscimo de  $380\text{kg}$  deslocando o centro de gravidade da posição de  $0,8 \cdot l$  para  $0,6 \cdot l$ , o que representa o peso das baterias localizado logo acima o eixo traseiro e altura semelhante ao centro de gravidade original, emulando o comportamento carregado do veículo.

Tabela 3.5: Parâmetros do veículo

Parâmetros	Veículo Padrão	Veículo Carregado
Distância entre eixos ( $l$ )	2,660 m	2,660 m
Distância do CG ao eixo traseiro ( $b$ )	2,128 m	1,600 m
Altura do centro de gravidade ( $h$ )	0,570 m	0,570 m
Comprimento do eixo dianteiro ( $t_1$ )	1,490 m	1,490 m
Comprimento do eixo traseiro ( $t_2$ )	1,482 m	1,482 m
Raio do pneu ( $r_w$ )	0,287 m	0,287 m
Ângulo de caster	5°	5°
Momento de inércia ( $I_g$ )	1850 kg m <sup>2</sup>	1850 kg m <sup>2</sup>
Massa Total (kg)	1150 kg	1530 kg

Já é de conhecimento da literatura que a melhor forma de controlar a guinada do veí-

culo é por meio da correção do esterçamento das rodas dianteiras (FWS, *front wheel steering*), como representado na figura 3.9. Contudo, implementar um sistema automatizado de esterçamento levaria a grandes modificações no veículo original e alteraria o *feedback* das forças de esterçamento que o operador realiza.

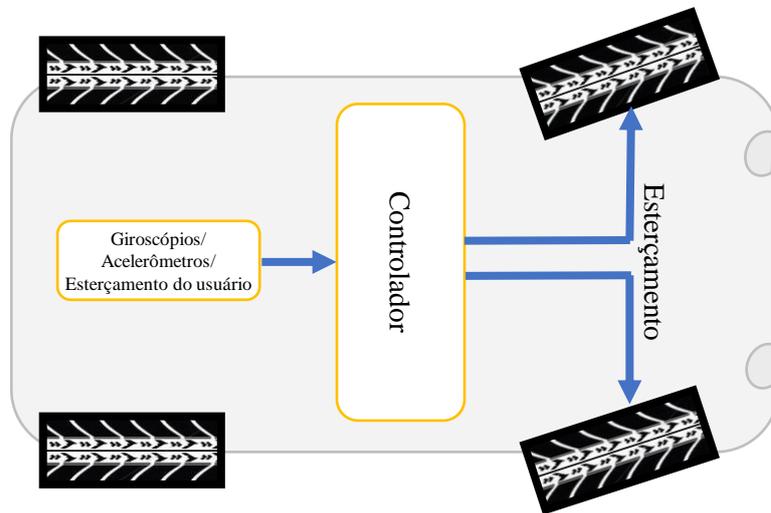


Figura 3.9: Sistema FWS

Como o eixo traseiro não possui quase nenhum sistema acoplado e o motorista naturalmente já não possui acesso a ele, adicionar a motorização independente e acoplada diretamente na roda ((ECKERT *et al.*, 2016b)) pode ser considerado mais simples quando comparado com as modificações no eixo dianteiro. Por meio do diferencial de torque entre as duas rodas traseiras é produzido um momento de guinada ( $M_z$ ), resultando na alteração da guinada do veículo. Os controles baseados no diferencial de torque são conhecidos como *DYC*, *direct yaw control*, uma vez que a variável de guinada do veículo é controlada de maneira direta. Por este motivo alguns trabalhos como o de Shuai *et al.* (2014) utilizam a combinação do sistema FWS com o sistema *DYC*, como apresentado na Figura 3.10, obtendo uma grande alteração na guinada com FWS e o controle fino da aceleração lateral do eixo traseiro (*DYC*).

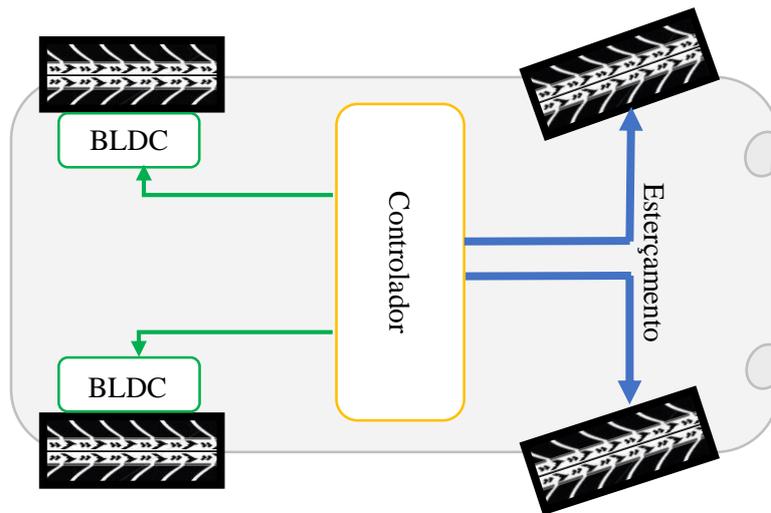


Figura 3.10: Sistema FWS/DYC

Entretanto, a intenção deste trabalho é desenvolver um sistema de controle de estabilidade que interfira minimamente na dinâmica de um veículo já fabricado em larga escala, como realizado por Corrêa *et al.* (2014) que em seu trabalho é apresentada uma adaptação de um veículo 2x4 para 4x4 utilizando motores BLDC no eixo traseiro. Por este motivo, apenas o controle DYC foi implementado. Neste tipo de controle são necessários apenas a realimentação de velocidade ou aceleração angular. Também, para servir de previsão da intenção do usuário, foi utilizada a realimentação do esterçamento das rodas com a instalação do sistema de *encoder*. O sistema de controle DYC pode ser observado na Figura 3.11.

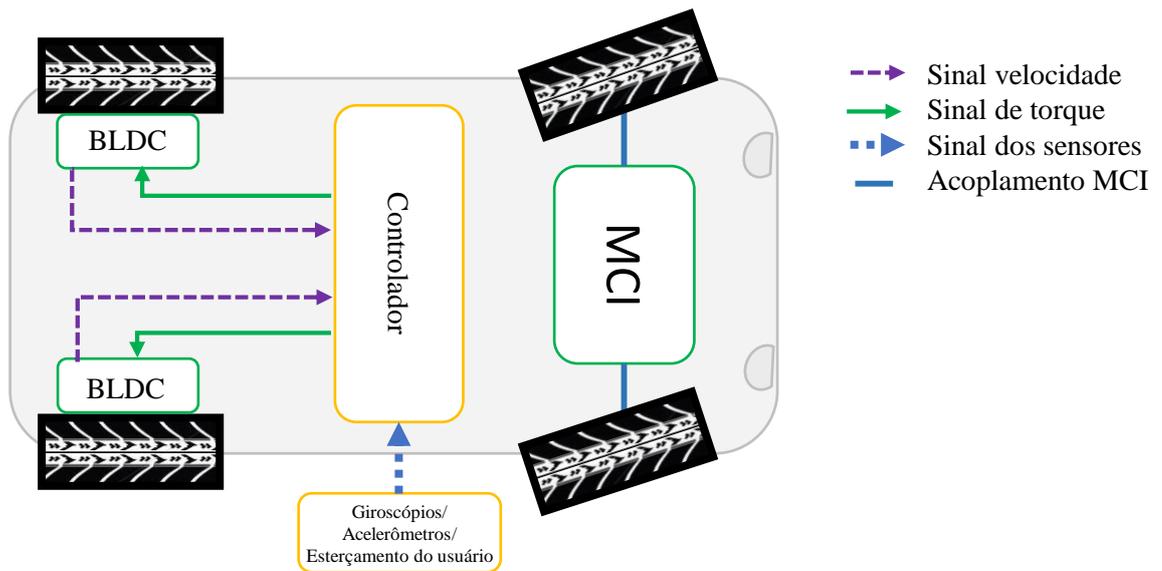


Figura 3.11: Sistema DYC utilizado no trabalho

O sinal de realimentação do sistema deve ser composto por sensores que são de fácil acesso para um veículo comum, não sendo possível realimentar o estado de escorregamento lateral ou longitudinal do pneu com sensores de carga nos pneus, dados obtidos apenas em veículos de testes instrumentados ou em ambientes controlados. O sistema de anti travamento das rodas (ABS) e *air bag*, que são obrigatórios em todos os veículos fabricados a partir de 2014, já possuem alguns sensores como acelerômetros e giroscópios que podem ser utilizados também para o controle de estabilidade. Portanto, este sistema de controle pode ser realimentado com os sinais dos sensores de a aceleração linear e angular e velocidade angular do veículo obtidos com sistemas de acelerômetros e giroscópios. Também pode ser realimentada a entrada do usuário utilizando um *encoder*, ou seja, o esterçamento das rodas dianteiras, além de outros sensores já integrantes no veículo.

Na Figura 3.12 o esforço de controle foi colocado em seu máximo a fim de verificar a atuação que o sistema de controle DYC tem sobre o veículo. Com isso uma força trativa de  $7.000\text{ N}$  foi inserida na roda traseira esquerda enquanto uma força de frenagem de mesmo módulo foi aplicada sobre a roda traseira direita do veículo, a fim de se gerar o máximo momento de guinada. Nesta condição limite, o veículo que efetua a manobra a  $10\text{ m/s}$  ( $36\text{ km/h}$ ) não apresentou grandes alterações de trajetória quanto faz o sistema de esterçamento convencional, tornando-o ineficiente para grandes correções na trajetória.

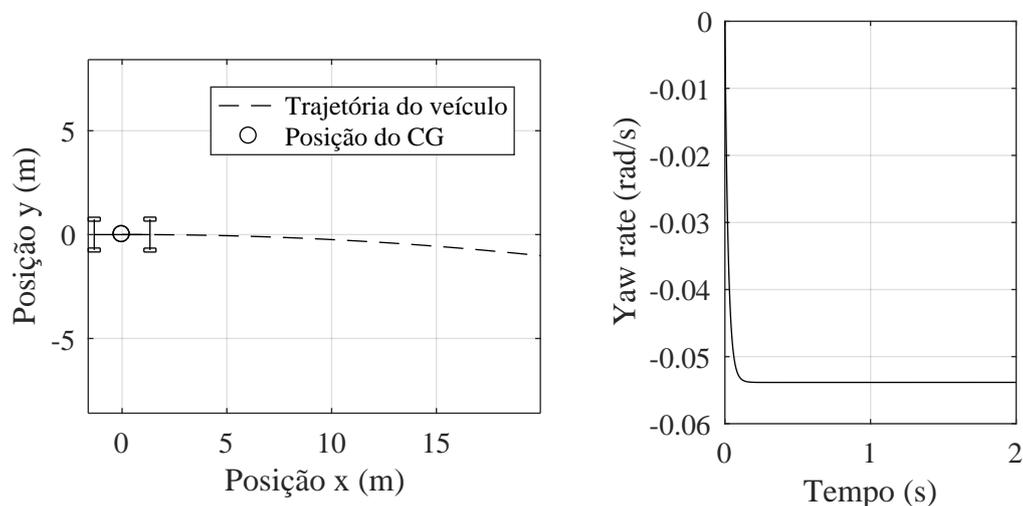


Figura 3.12: Resposta por torque nas rodas traseiras

### 3.3.1 Controlador Linear PID

Com o intuito de entender melhor o comportamento do veículo e suas condições, foi primeiramente aplicado o controle linear PID. Com este controle foram realizadas duas tentativas de realimentação. A primeira foi do erro da velocidade angular do veículo no eixo  $z$ , em inglês

chamado de *yaw rate*, e, a segunda, o erro da aceleração angular, sendo ambos com o esforço de controle exercido pelo torque nas rodas traseiras.

Como o controle PID possui apenas uma entrada e uma saída (sistema SISO) é inviável controlar o torque em duas rodas com apenas um controlador. Desta forma, Niasar *et al.* (2003) propôs uma modificação para que um controlador SISO consiga controlar o torque nas duas rodas traseiras. O valor de torque determinado pelo controlador pode ser aplicado com mesmo valor nas duas rodas, mas em sentidos opostos, realizando um momento resultante no eixo  $z$ . Os dois sistemas de controle em malha fechada estão mostrados na figura 3.13.

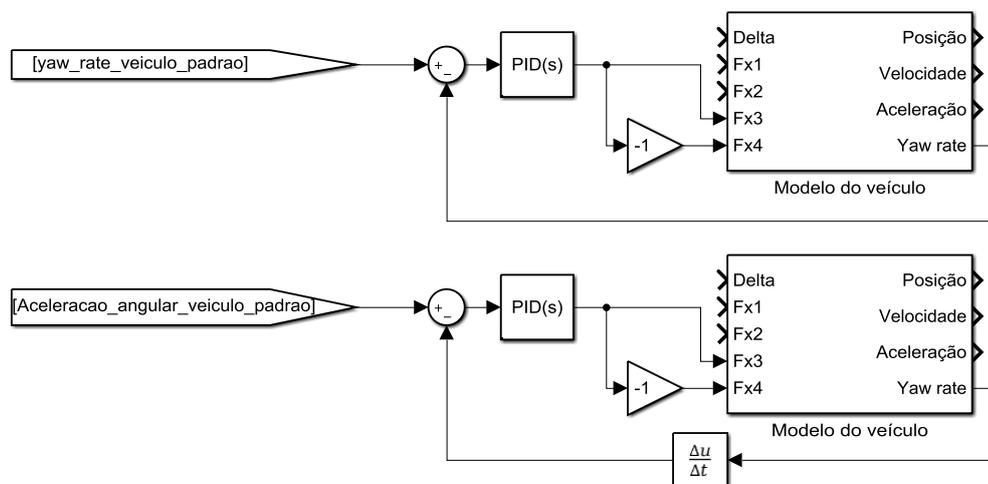


Figura 3.13: Controle PID baseado no *yaw rate* e na aceleração angular do veículo

Na figura 3.13 os blocos *yaw\_rate\_veiculo\_padrao* e *Aceleracao\_angular\_veiculo\_padrao* correspondem à resposta dinâmica do veículo padronizado sem carregamento. O bloco *Modelo do veículo* possui todas as equações dinâmicas mostradas no capítulo 2.2.

Para executar a calibração do controlador, a manobra com velocidade inicial de  $20\text{m/s}$  e esterçamento de  $5^\circ$  foi executada como mostrada na figura 3.14. Utilizando o método de ajuste do controlador PID, já devidamente implementado no software MATLAB®/Simulink®, foi realizada a linearização para esta condição de trabalho e o controlador considerado ótimo foi configurado da seguinte maneira:  $k_p = 0$ ,  $k_i = 3 \cdot 10^6$  e  $k_d = 0$  para o controle com realimentação de aceleração angular e  $k_p = 0,35 \cdot 10^6$ ,  $k_i = 2 \cdot 10^6$  e  $k_d = 0$  para o controle com realimentação de velocidade angular (*yaw rate*).

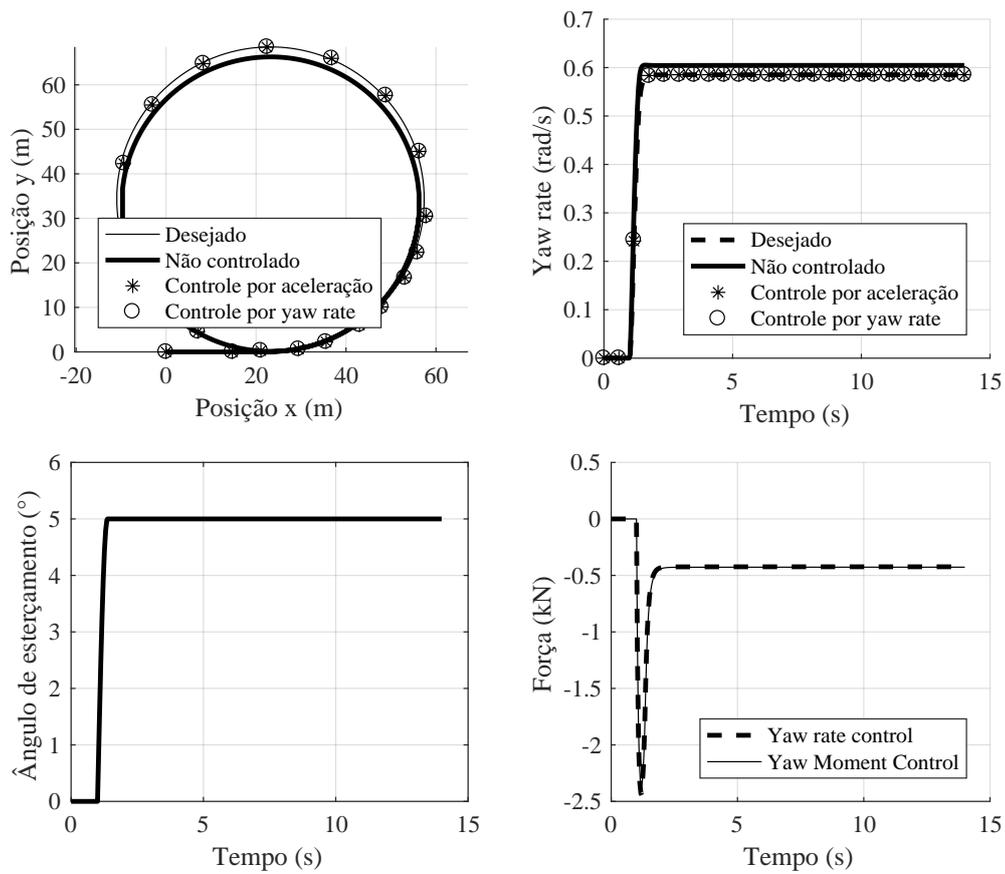


Figura 3.14: Resposta do controle PID - Manobra circular

A fim de mensurar o erro na trajetória, foi utilizado o erro médio quadrático mostrado na Equação 3.2. Também, por se tratar de uma manobra circular, o raio de curvatura pôde ser calculado e comparado. Os resultados estão mostrados na tabela na Tabela 3.6 e na Figura 3.14, sendo  $x_{d_i}$  e  $y_{d_i}$  a posição  $x$  e  $y$  desejadas no passo  $i$ ,  $x_i$  e  $y_i$  a posição atual do veículo e  $n$  o número de discretizações da simulação.

$$MSE = \frac{\sum_{i=1}^n (x_{d_i} - x_i)^2 + (y_{d_i} - y_i)^2 + (\psi_{d_i} - \psi_i)^2}{n} \quad (3.2)$$

É possível notar na Figura 3.13 e na Tabela 3.6 que o raio de curvatura se manteve praticamente inalterado em comparação com o veículo padrão, mostrando a grande eficácia do controlador para ambos os casos.

Tabela 3.6: Comparação do controle PID para a manobra circular

Tipo de controle	MSE	Raio de curvatura	Erro máximo
Padrão	—	68.34 <i>m</i>	—
Não controlado	23.25 <i>m</i>	66.16 <i>m</i>	7.23 <i>m</i>
Controle por aceleração angular	0.60 <i>m</i>	68.33 <i>m</i>	1.23 <i>m</i>
Controle por <i>yaw rate</i>	0.63 <i>m</i>	68.34 <i>m</i>	1.26 <i>m</i>

Para este mesmo controlador já configurado, a manobra *D-Wheel* de  $0,7Hz$  foi executada com valores de esterçamento mais elevados (Figura 3.15). Esta manobra é mais representativa que a circular devido à alteração do sentido de esterçamento. Nesta simulação obteve-se erros elevados em comparação com a simulação anterior, conforme mostrados na Tabela 3.7. A partir deste resultado concluiu-se que o controlador linear não atendeu às expectativas do trabalho, uma vez que o veículo passou a trabalhar na região de não linearidade e que o controlador baseado no erro da velocidade angular se mostrou muito mais efetivo que o baseado na aceleração angular.

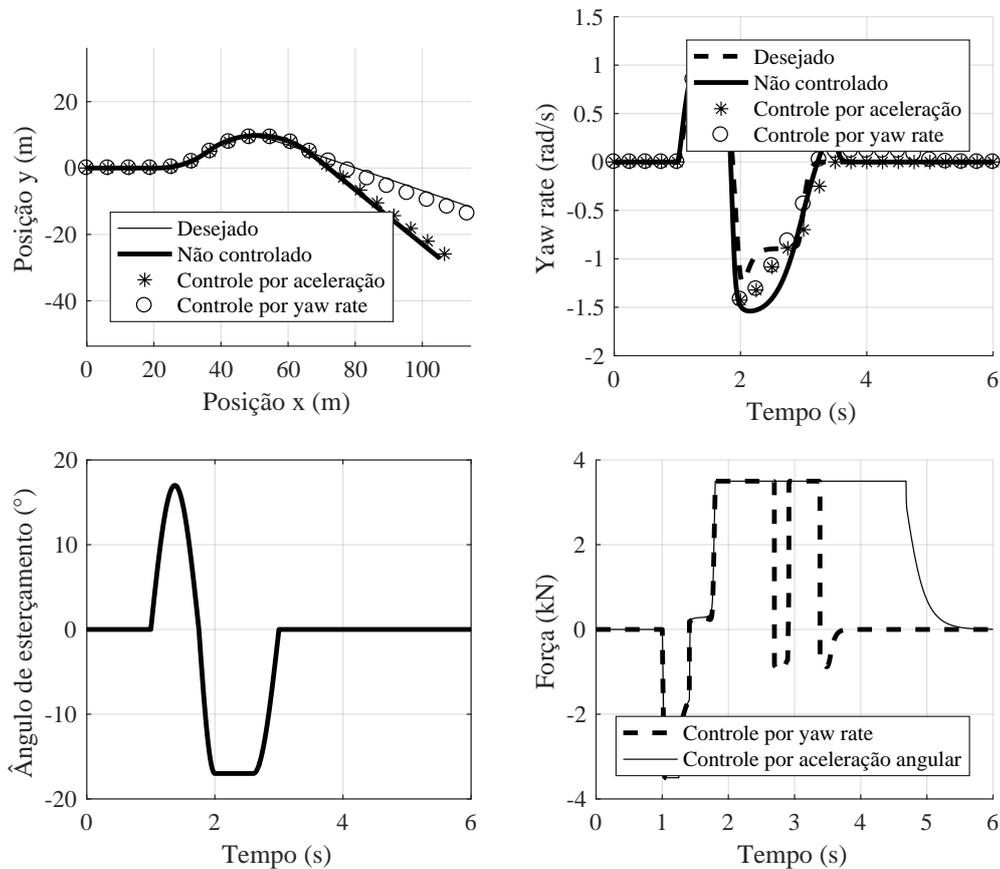
Figura 3.15: Resposta do controle PID para manobra *D-Weel* 0,7 Hz

Tabela 3.7: Comparação do controle PID para a manobra *D-Wheel*

Tipo de controle	MSE	Máximo erro em distância
Não controlado	46.04 <i>m</i>	18.01 <i>m</i>
Controle por aceleração angular	36.71 <i>m</i>	16.17 <i>m</i>
Controle por <i>yaw rate</i>	1.58 <i>m</i>	2.21 <i>m</i>

### 3.3.2 Controlador fuzzy

Sabendo das limitações do controlador PID, o *fuzzy* do tipo Mamdani foi implementado para o mesmo problema por lidar bem com sistemas não lineares e conseguir integrar mais variáveis de entrada e saída. Para este caso são escolhidos como parâmetros de entrada o erro do *yaw rate* por já ter se mostrado uma variável importante neste tipo de controle, a sua derivada para que o *fuzzy* consiga emular um controle PD e o esterçamento do veículo para antecipar possíveis desvios mesmo antes do veículo mostrar alguma resposta.

Apesar de existir outras técnicas que consigam levar em conta o valor da integral do erro como os controladores com ganho integral fazem, este método não será utilizado por demandar alto custo computacional para ser executado em tempo real. A malha de controle está representada na Figura 3.16 na interface do software Simulink®. Nela *delta* representa o valor do esterçamento do veículo e *yaw\_rate\_veiculo* o valor a resposta da velocidade de guinada do veículo padrão.

Conforme já mostrado no capítulo 2.4, o valor de entrada do controlador *fuzzy* deve ser normalizado para facilitar o seu ajuste, portanto os blocos multiplicadores de valor 3, 1/6 e 1/4 foram inseridos conforme os valores máximos obtidos na simulação que utilizou a manobra *D – Wheel* apresentado na Figura 3.15 sem a presença do controlador. Neste modelo também é possível obter os esforços de controle, a posição, a velocidade e a aceleração do veículo controlado.

O controlador possui, então, três entradas e duas saídas. Como entrada estão a realimentação do esterçamento do usuário, o valor do erro da guinada e sua derivada, obtido por meio de acelerômetros da simulação que é executada em paralelo. Como saída estão os torques em cada uma das rodas traseiras.

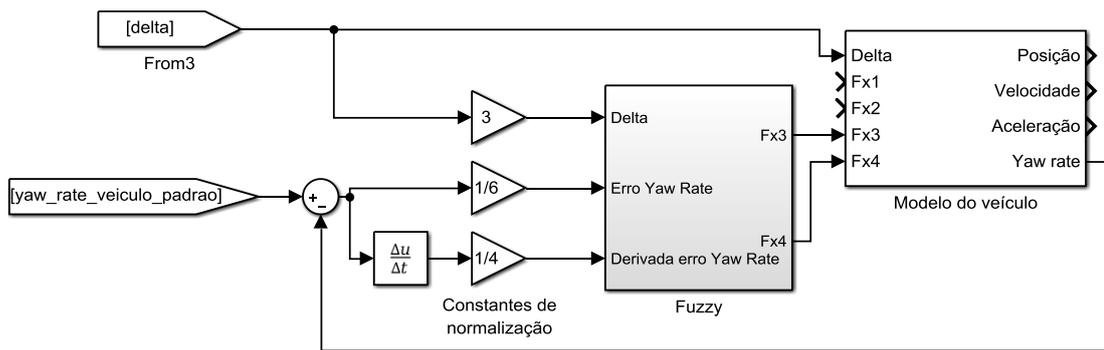


Figura 3.16: Sistema de malha fechada com o controlador fuzzy

Em um trabalho semelhante a este, Niasar *et al.* (2003) utilizam a função de pertinência na forma de triângulos em três níveis os quais necessitam de três parâmetros para cada nível a fim de serem definidas. Desta forma, o problema com 3 variáveis de entrada e duas de saída necessitaria de  $3 \cdot 5 \cdot 3 = 75$  parâmetros para configurar o controle. Além disso, se for considerar a permutação de cada uma das regras e seus graus de suporte, são adicionados mais  $3^{(2+3)} = 243$  variáveis, totalizando 318 parâmetros para ajustar, segundo a Equação 2.58.

Contudo, a função de pertinência utilizada foi alterada para a função gaussiana que traz dois benefícios. O primeiro é a redução da quantidade de parâmetros, sendo, neste caso, necessários apenas 2 (a média e o desvio padrão) para cada função de pertinência, facilitando a configuração do controlador. Utilizando a Equação 2.58 o número de parâmetros passa a ser 273. Apesar da redução de 14,2% do número de variáveis, esta alteração pode resultar em uma elevada diminuição da complexidade na configuração do controlador.

O segundo benefício é a suavidade que este tipo de função fornece, evitando assim discontinuidades na resposta do controlador, fato essencial para malhas de controle de malha fechada Simoes e Shaw (2007). Na figura 3.17 está mostrada um exemplo da função de pertinência utilizada.

O controlador *fuzzy* foi desenvolvido com o objetivo de agregar o conhecimento empírico do operador no processo. Porém, com o intuito de evitar vícios de condução ou mesmo encobrir soluções ainda não conhecidas por operadores humanos, os 273 parâmetros do controlador serão configurados por meio de método de otimização descrito na seção 3.4.

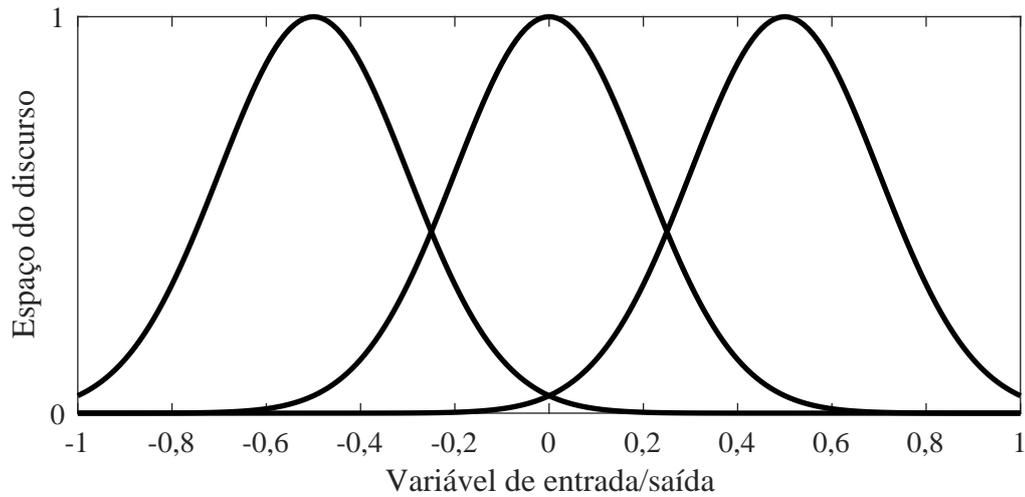


Figura 3.17: Exemplo de função de pertinência gaussiana

### 3.4 Configuração dos parâmetros *fuzzy*

O problema de configuração dos parâmetros do controlador *fuzzy* proposto consiste em chegar no comportamento mais próximo possível do veículo padrão, dadas as restrições que o próprio controlador impõe. O comportamento do veículo pode ser medido por meio da função *fitness* abordada neste capítulo. Desta maneira, o problema matemático de otimização está definido na Equação 3.3. Sendo  $G$  os parâmetros suportados pela lógica *fuzzy* e *fitness* a função que quantifica o desvio do veículo em relação ao desejado.

$$\begin{aligned} \min \quad & \text{fitness}(G) \\ \text{s.a.} \quad & G \subset \text{fuzzy} \end{aligned} \tag{3.3}$$

A restrição imposta na minimização juntamente com o modelo da Figura 3.16, além de tornar o *fuzzy* factível também limita as forças máximas dos pneus, uma vez que o valor de entrada e saída estão limitado entre os valores de  $-1$  e  $1$  e os graus de suporte não podem ser maiores que  $1$  e nem menores que  $0$ .

Devido às altas não linearidades do controlador escolhido e do modelo a ser controlado, será utilizado o algoritmo genético (GA, *genetic algorithm*), um método de otimização heurística que encontra com alta robustez o mínimo global de uma função que não precisa ser linear ou mesmo convexa (Cabrera *et al.* (2004)).

Em contrapartida, este método pode gerar alto custo computacional quando comparado com técnicas determinísticas, uma vez que muitos valores aleatórios precisam ser testados sem a garantia de que o mínimo estará próximo daquela posição. Contudo o processo de configuração pode ser feito *offline*, ou seja, antes da instalação final do controlador, momento em que a disponibilidade computacional é mais elevada. Na seção 3.4.1 o método de otimização GA está apresentado já com as particularidades do problema a ser resolvido.

### 3.4.1 O algoritmo genético

O algoritmo genético e vários outros métodos heurísticos tentam imitar algum comportamento orgânico que resolvam problemas de otimização da natureza. Um exemplo é o método da colônia de formigas que utiliza o conceito de feromônios para determinar o caminho ótimo entre duas regiões. Já o algoritmo genético utiliza a teoria de Darwin da evolução para otimizar um problema (Bandyopadhyay e Pal (2007)).

Na teoria de Darwin, parte-se do princípio que todos os indivíduos partiram de um ancestral comum e que a partir dele a vida foi se tornando mais complexa de geração em geração, devido à mutação aleatória do código genético e ao cruzamento genético entre dois indivíduos distintos com maior capacidade de sobrevivência e conseqüentemente de procriação. Os indivíduos modificados que não se adaptaram à condição de vida teriam menos probabilidade de passar os seus genes para a próxima geração. Assim apenas os indivíduos que melhor se adaptaram ao ambiente permaneceriam vivos e suas características mantidas para outras gerações.

O algoritmo genético é executado de maneira análoga e é dividido em 5 etapas: Criação da população inicial, avaliação da aptidão, seleção, cruzamento e mutação (Yu, 1999). Este algoritmo possui aplicação em muitas áreas, sendo que Eckert *et al.* (2016a) utilizou para otimizar o consumo de combustível em veículos alterando o comportamento da troca de marchas. O fluxograma do algoritmo está mostrado na figura 3.18.

No algoritmo genético, os indivíduos são o conjunto de variáveis que definem uma solução e seu desempenho. Neste trabalho os indivíduos são os controladores juntamente com o valor *fitness* que o controlador impõe ao veículo. Desta forma, o indivíduo é definido pelo conjunto de valores da configuração do controlador, chamado de genes no GA.

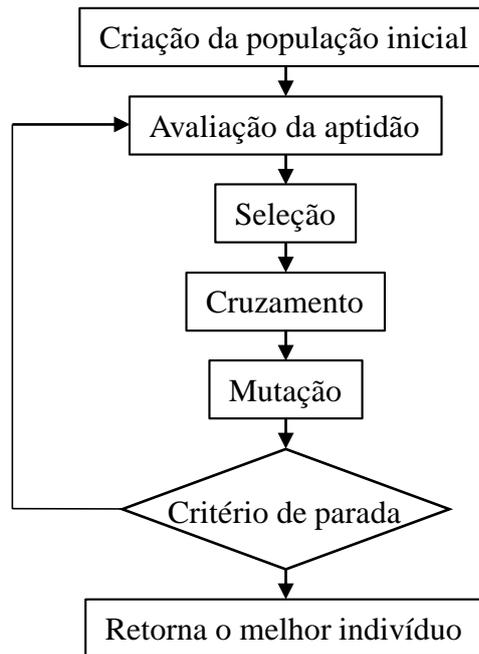


Figura 3.18: Fluxograma do algoritmo genético

Os genes do controlador foram organizados na forma de um vetor ( $G$ ) contendo de maneira sequencial os valores das funções de pertinência das variáveis de entrada e saída seguido das regras, como mostrado na Equação 3.4. Sendo  $mf_{in1_m}$  e  $mf_{in1_\sigma}$  a média e o desvio padrão da função de pertinência de entrada  $i$ ,  $mf_{out1_m}$  e  $mf_{out1_\sigma}$  a média e o desvio padrão da função de pertinência de saída  $i$  e  $GS_i$  o grau de suporte da regra  $i$ . No último elemento do vetor  $G$  e que não participa do cruzamento e mutação, está o valor calculado do *fitness* do indivíduo, assim o indivíduo está completamente caracterizado.

$$G = [mf_{in1_m} \quad mf_{in1_\sigma} \quad \dots \quad mf_{out1_m} \quad mf_{out1_\sigma} \quad \dots \quad GS_1 \quad GS_2 \quad \dots \quad fitness] \quad (3.4)$$

A etapa de criação consiste na geração da população inicial. Esta etapa pode ser feita de maneira orientada, quando o operador do algoritmo já conhece a região ótima do problema, ou pode ser gerada de maneira aleatória, como foi o caso deste trabalho.

No caso da geração orientada, o operador pode atribuir suas convicções em alguns genes que, em seu julgamento, já corresponde a solução muito próxima a região de ótimo do problema. Desta forma o processo de convergência pode ser mais veloz.

No entanto, caso o operador tenha indicado uma região de mínimo local, o algoritmo pode não conseguir encontrar o mínimo global, confinando a solução na região de ajuste do operador. Portanto, neste trabalho, a geração da população inicial será criada aleatorizando cada variável

da função de pertinência e graus de suporte independentemente.

Contudo, o controlador não aceita quaisquer valores. As médias das funções de pertinência precisam estar dentro do intervalo normalizado  $[-1, 1]$ , os desvios padrão são positivos até 1 e os graus de suporte variam entre 0 e 1. Desta forma o problema de otimização está condicionado na Equação 3.5.

$$\begin{aligned}
 \min \quad & fitness(mf_{ini_m}, mf_{ini_\sigma}, mf_{outi_m}, mf_{outi_\sigma}, GS_i) \\
 \text{s.a.} \quad & -1 < mf_{ini_m} < 1 \\
 & 0 < mf_{ini_\sigma} < 1 \\
 & -1 < mf_{outi_m} < 1 \\
 & 0 < mf_{outi_\sigma} < 1 \\
 & 0 < GS_i < 1
 \end{aligned} \tag{3.5}$$

Com a primeira população gerada e o valor do *fitness* calculado, é necessário identificar quais são os indivíduos que podem passar o seu código genético para a próxima geração, a fase de seleção. Para determinar quais indivíduos são os mais aptos, foi elaborada uma função *fitness*. Neste trabalho três variáveis podem compor esta função: o erro da posição na direção  $x$  e  $y$ , o erro da guinada,  $\psi$  e de sua derivada,  $\dot{\psi}$ . Um exemplo de função *fitness* é o erro médio quadrático da posição, como foi feito no controlador PID (Equação 3.2). Outras funções são discutidas no capítulo 4

Membros com o valor do *fitness* mais baixo, os melhores indivíduos, possuem maior probabilidade de passar seus genes para a próxima geração. A escolha destes indivíduos é denominada de seleção.

Cabrera *et al.* (2004) utiliza duas diferentes formas de seleção simultaneamente. Na primeira, cada indivíduo possui a probabilidade de ser selecionado de acordo com o inverso do valor de seu *fitness*, fazendo com que os melhores indivíduos sejam escolhidos. Contudo, caso a discrepância seja muito elevada, membros ruins são facilmente descartados, fazendo com que a diversidade da população reduza rapidamente.

Devido a este fato, Cabrera *et al.* (2004) seleciona também indivíduos uniformemente aleatórios, dando maior chance de que alguma característica boa de um membro considerado ruim seja passada para a próxima geração. Contudo, neste trabalho foi utilizado o método da roleta que não supervaloriza membros com o valor de *fitness* muito baixos, como mostrado por Pozo *et al.* (2005).

No método da roleta, os indivíduos da população são ordenados de maneira decrescente do valor do *fitness* e recebem o valor da posição desta lista. De forma gráfica, cada indivíduo recebe uma seção da roleta inversamente proporcional ao valor da posição da fila. Assim, membros com melhores *fitness* cobrem a maior parte da roleta e ao sortear uniformemente um valor da roleta, os que possuem menor *fitness* possuem uma probabilidade maior de serem escolhidos.

Uma vez escolhido os membros da população que passarão os genes, estes são separados em pares (mãe e pai) para iniciar o processo de cruzamento e gerar um novo indivíduo que integrará à população. Também, de maneira aleatória, a carga genética do filho será proveniente parte do pai e parte da mãe, sendo que estes não poderão ter a mesma carga genética.

Por fim, genes aleatórios do novo indivíduo passam pelo processo de mutação. Este processo modifica os genes escolhidos de maneira a explorar valores para determinado parâmetro que não existiam na população anterior.

Neste trabalho a mutação dos genes é dado pela Equação 3.6, sendo *gauss* a distribuição normal com média *me* e desvio padrão  $\sigma$ , *gmutado* o gene mutado e *goriginal* o gene antes do processo de mutação.

$$g_{mutado} = g_{original} + gauss(me, \sigma) \quad (3.6)$$

A fim de se manter o tamanho da população constante ao longo das iterações, após um número determinado de indivíduos serem adicionados à população, este mesmo número deve ser retirado. Desta forma, os indivíduos com pior valor de *fitness* deixarão a população mitigando a contribuição de seus genes para a população. Após a etapa de exclusão dos piores indivíduos, o algoritmo volta para a fase de reprodução e refaz o processo até um determinado critério de parada.

Os critérios de convergência utilizados podem ser os usuais para métodos de otimização exatos, como número máximo de iterações ou variação mínima do *fitness* médio da população de gerações consecutivas. Além dos convencionais, o GA permite executar como critério de convergência o número de gerações sem alteração do melhor membro ou distância entre o valor médio da população e do melhor membro, critérios que indicam falta de diversidade. Para este trabalho, devido à altíssima demanda computacional devido ao alto número de genes, a foi implementado o critério do número máximo de gerações com o mesmo melhor indivíduo.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo tem como objetivo mostrar o ganho de dirigibilidade do veículo de quatro rodas com esterçamento dianteiro dado o acréscimo do controle de estabilidade atuante apenas nas rodas traseira. No capítulo 2 foi mostrado o embasamento teórico do modelo dinâmico e do controle proposto para um diferencial eletrônico ajustável. Logo em seguida, no capítulo 3, o modelo dinâmico foi apresentado e os coeficientes necessários foram definidos. Além disso, ainda no capítulo 3 foi mostrado que o controlador linear PID se mostrou eficaz para manobras simples, mas não para mais complexas, justificando a utilização do controlador do tipo *fuzzy* Mamdani neste sistema. Também foi apresentado que o ajuste do controlador *fuzzy* pode ser muito complexo sendo necessário o uso de métodos de otimização. O GA foi apresentado e foi utilizado neste trabalho por ser robusto a funções não lineares e buscar de maneira eficaz o mínimo global.

O seção 3.4.1 demonstrou que, para se utilizar o algoritmo genético para a otimização do controlador, é necessário definir a função *fitness*. Esta função será a responsável por levar o algoritmo para configuração desejada e pode afetar completamente o resultado final do processo de otimização. Portanto, no presente capítulo é justificada a função utilizada, bem como são ilustradas propostas de alteração da lei de controle. Além disso é realizada uma discussão do uso do motor BLDC descrito na seção 3.1.

### 4.1 Ajustes na função *fitness*

Inicialmente a função *fitness* foi definida como a média dos erros quadráticos de todas as variáveis de posição do veículo, ou seja erro nas direções x e y da trajetória, como mostrado na Equação 4.1. Com esta função é esperada a redução do erro de posição do veículo.

$$MSE = \frac{\sum_{i=1}^n (x_{d_i} - x_i)^2 + (y_{d_i} - y_i)^2}{n} \quad (4.1)$$

Entretanto, esta função mostrou-se deficiente em alguns aspectos. O primeiro problema foi causado pelo fato da simulação conduzida pelo Simulink não possuir passo de integração constante. Isso faz com que regiões onde o integrador necessita de maior resolução possua maior relevância em relação a outros instantes, sendo que não necessariamente é a região de maior importância para o controlador. Assim, essa função distorce significativamente a otimização, e em alguns casos impediu a convergência.

Outro problema constatado foi a falta da contabilização da posição angular do veículo. Esta variável de resposta do veículo é essencial para a definição da trajetória percorrida por ele, pois essa variável é responsável por definir a direção e sentido em que o veículo trafega. Assim, esta variável deve ser inserida de maneira semelhante ao ajuste do controlador PID que reduz o erro da velocidade de guinada ( $\dot{\gamma}$ ) na função *fitness*. Uma vez tendo a velocidade de guinada controlada, a posição da guinada e a trajetória do veículo são controladas por consequência. Por este motivo, o erro da velocidade de guinada precisa ser inserida.

Todavia, a soma de variáveis de dimensões resulta em incompatibilidade de unidades e principalmente dos valores absolutos. Devido a essa discrepância entre as medidas de distância ( $m$ ) e de velocidade de guinada ( $rad/s$ ) o fator de correção de 100 foi adicionado como um fator de ponderação de otimização multiprojeto, conforme mostrado na equação do *fitness* utilizada na otimização (Equação 4.2). Em outras palavras, 1  $m$  de erro na posição é equivalente a 1  $rad/s$  de erro na velocidade de guinada.

$$fitness = \int (x_{d_i} - x_i)^2 + (y_{d_i} - y_i)^2 + 100 \cdot (\dot{\gamma}_{d_i} - \dot{\gamma}_i)^2 dt \quad (4.2)$$

## 4.2 Ajustes nos parâmetros de otimização

A primeira tentativa de ajuste do controlador foi realizada com a manobra *D-wheel*, também utilizada para observar o comportamento do controlador linear, mostrada na Figura 3.15 e com saída de controle independente para ambas as rodas traseira. Esta otimização contou com a função *fitness* definida pela Equação 4.2 e as simulações executadas por 3,5  $s$ , o tempo de execução da manobra.

Esta tentativa teve como objetivo de explorar alterações no método de otimização e da função *fitness* e não necessariamente chegar em um valor de configuração final do controlador. Devido a isto, pode-se reduzir drasticamente o tamanho da população a fim de ganhar agilidade na convergência mesmo que isso limite o algoritmo na busca pelo mínimo global. Esta tentativa inicial contou com uma população de 200 indivíduos e foi executada por 1029 gerações levando aproximadamente 48 horas para convergência. A Figura 4.1 (a) mostra o *fitness* do melhor indivíduo e da média da população a cada geração e a Figura 4.1 (b) é mostrado apenas um trecho da progressão do algoritmo genético por motivos de escala do gráfico.

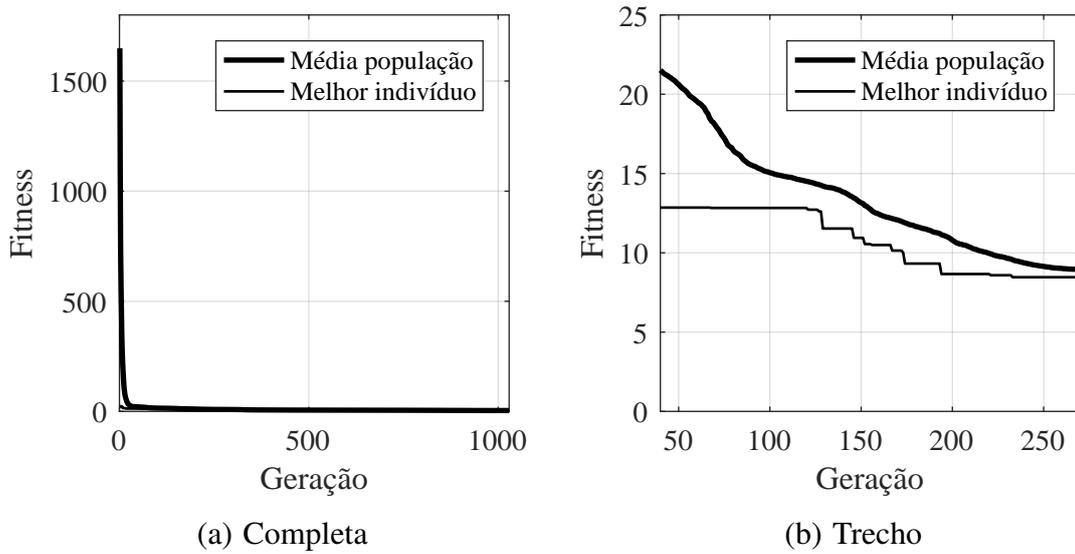


Figura 4.1: Progressão da primeira simulação

Próximo à geração 270, os valores de *fitness* médio da população e do melhor indivíduo ficaram muito próximos, indicando que a diversidade da população não está grande o suficiente para a otimização continuar. Portanto, dois são os caminhos que podem ser adotados para se melhorar a velocidade de convergência: aumentar a população de 200 indivíduos; aumentar a frequência de mutação dos genes.

A figura 4.2 mostra a trajetória, o esforço de controle, a posição final do veículo controlado em um detalhe ampliado. O erro na guinada e a manobra do melhor indivíduo da última geração, ou seja, o resultado desta primeira otimização.

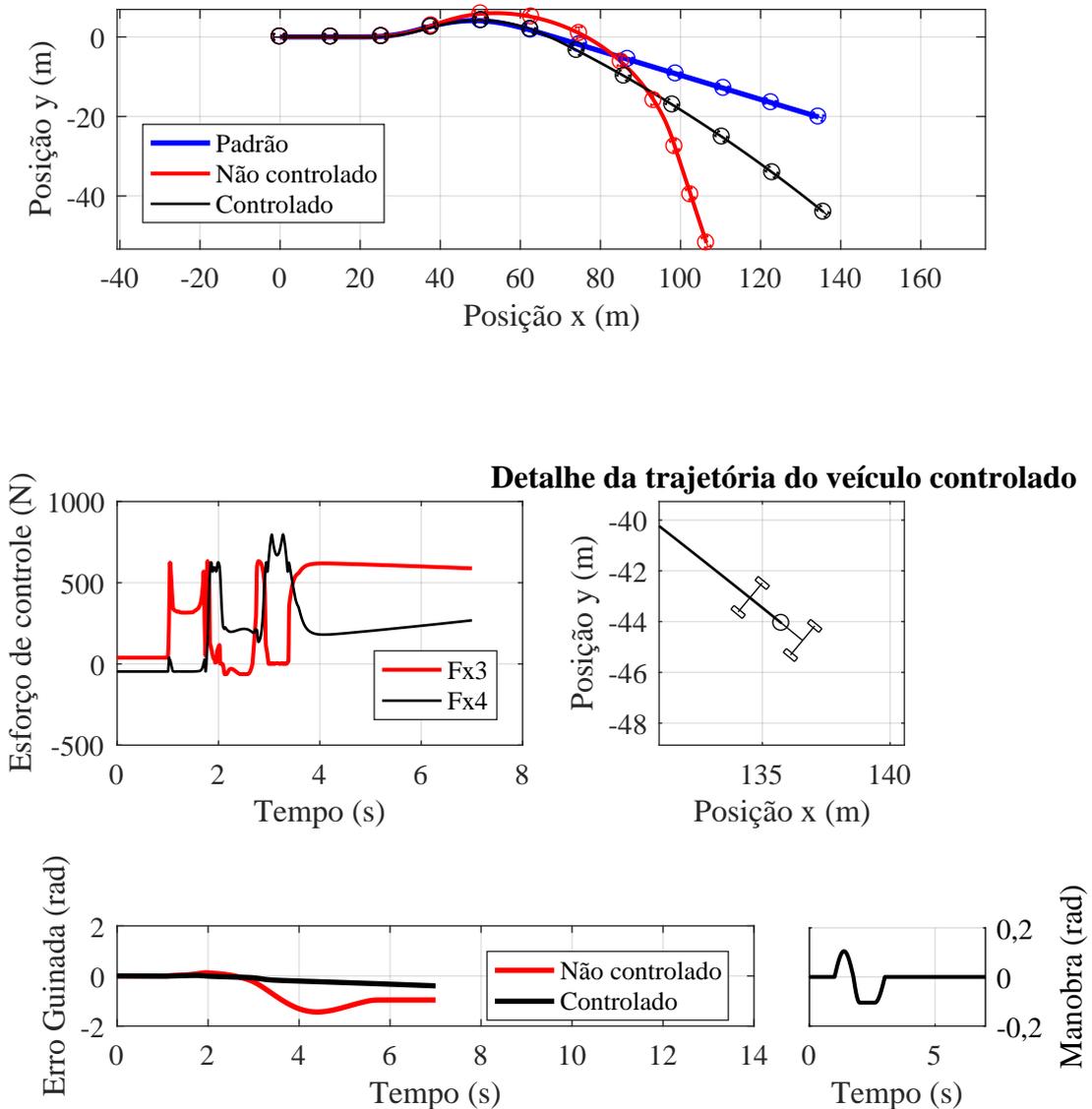


Figura 4.2: Trajetória da primeira otimização

Na Figura 4.2 é possível notar que tanto na partida a  $20\text{m/s}$  quanto nos momentos finais da manobra (entre 4 a 7 segundos), o controlador manteve o esforço de controle muito distante do zero, principalmente ao fim da manobra. Isso causa uma pequena guinada no veículo que além de se afastar do objetivo (linha azul), também causa estranheza para o motorista que gostaria de estar trafegando para frente e não efetuando curva. A provável causa deste comportamento foi a forte relevância do erro de posição, quando é preferível o ganho de velocidade para reduzir o erro de posição à correção do ângulo de guinada.

Também para a mesma configuração do controlador, a manobra *D-well* foi executada com a mesma amplitude, mas com valores opostos de esterçamento invertidos, ou seja, outro sentido de esterçamento. O resultado está mostrado na Figura 4.3.

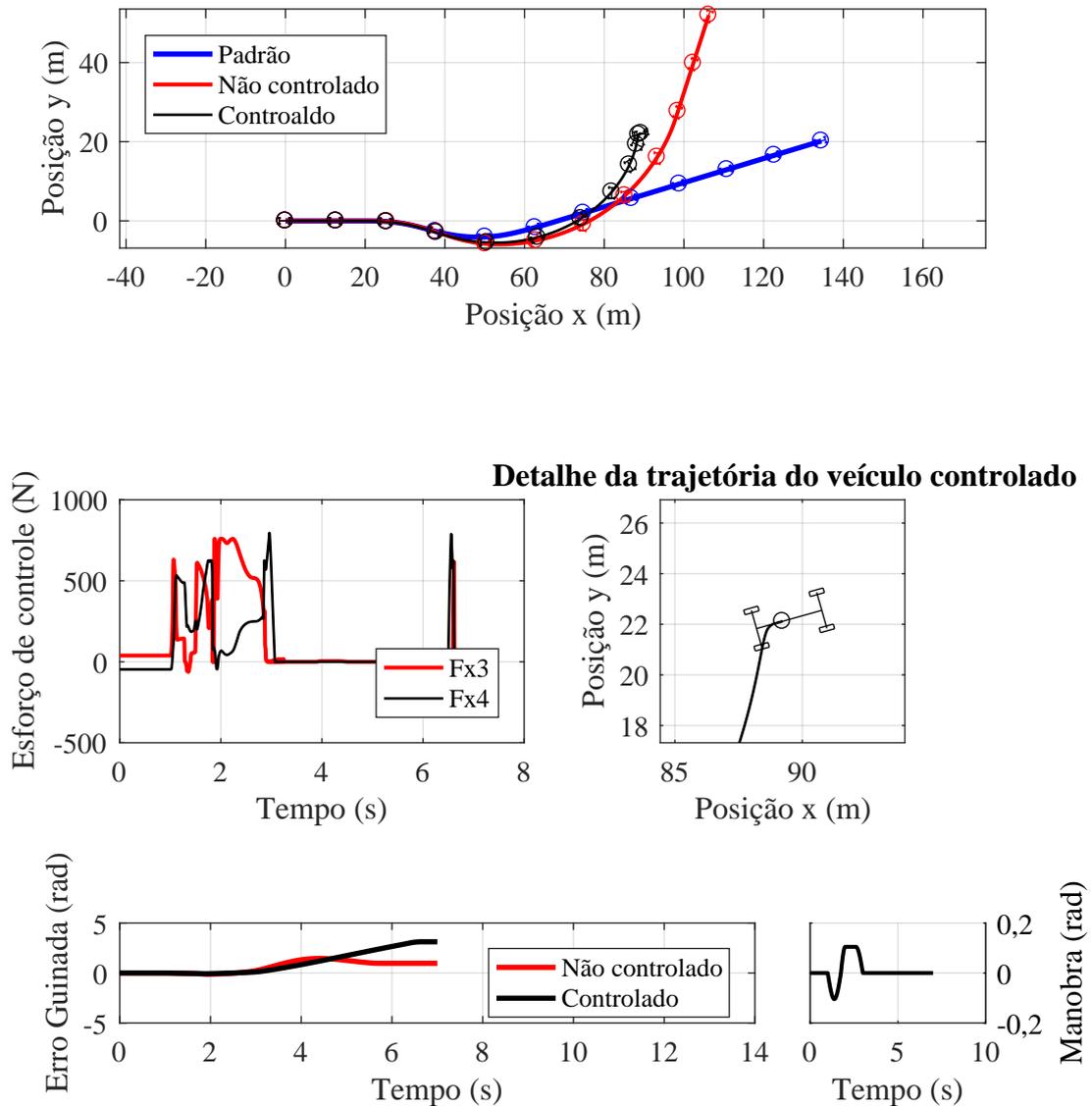


Figura 4.3: Trajetória da primeira otimização com esterçamento invertido

Em ambas as manobras (4.2 e 4.3) é possível notar diversas variações bruscas no esforço de controle. Isso além de ser desconfortável para o usuário por causar vibrações de grande amplitude e gerar desgaste excessivo do veículo, prejudica a malha de controle, podendo levar a condição de instabilidade. Porém, é esperado que estas discontinuidades diminuam com o

avançar do ajuste do controlador.

Na Figura 4.2 também é possível notar que o veículo não controlado possui erro na guinada mais elevado em relação ao veículo controlado principalmente no instante  $4\text{ s}$ ,  $-1,39\text{ rad}$  contra  $-0,2\text{ rad}$ , respectivamente, mostrando certa eficácia do controlador. Neste mesmo instante, quando o veículo não controlado passa pela posição  $80\text{ m}$  no eixo  $x$ , nota-se altos índices de escorregamento lateral, parâmetro que o controlador foi eficaz na correção mesmo sendo otimizado com população de pequeno tamanho.

No entanto, para instantes mais adiante, o veículo controlado desviou-se da posição desejada e o erro da guinada cresceu para  $-0,39\text{ rad}$ . Este erro não pôde ser contabilizado pela configuração do controlador, pois o método de otimização foi executado apenas para os 3,5 primeiros segundos.

Outro problema identificado nesta primeira otimização foi a não simetria do controlador, apesar da manobra *D-wheel* possuir esterçamento bilateral. Na Figura 4.3, o mesmo controlador configurado pela manobra mostrado na Figura 4.2 foi testado para a mesma manobra porém com sentido oposto. Neste caso, o veículo controlado passa a se comportar de maneira menos estável que o veículo não controlado chegando a praticamente parar próximo da posição  $90\text{ m}$  em  $x$ , instante em que o erro na guinada é de  $3,12\text{ rad}$ , quase meia volta. Nesta situação o uso do controlador mostrou-se prejudicial para o comportamento do veículo. Nesta mesma figura ainda é possível notar um pico de esforço de controle ao final da simulação, causado pelo alto valor de erro na guinada. O motivo para a falta de controlabilidade deste controlador se deveu ao fato do método de otimização estar focado apenas na manobra em um único sentido, desta forma, uma otimização mais robusta deve ser desenvolvida.

Com as dificuldades listadas, foram feitas alterações no método de otimização. Primeiramente, foi aumentado o da população para buscar melhores soluções e reduzir a descontinuidade do esforço de controle e o erro da guinada. Também, com o intuito de diminuir o erro estacionário, o tempo de simulação foi aumentado para englobar o tempo de estabilização do veículo após a manobra. Por fim, a manobra em si precisou englobar o esterçamento abrupto para os dois sentidos. Desta maneira, a manobra de otimização foi composta pelo *D-wheel* positivo seguido pelo *D-wheel* negativo.

### 4.3 Lei de controle baseada na simetria

As alterações propostas na seção 4.1 e 4.2 são realizadas neste capítulo. Também a lei de controle utilizada nesta seção está a apresentada na seção 3.3.1, a qual é caracterizada de

maneira a possuir apenas uma saída de controle distribuída simetricamente nas rodas traseira, como apresentado também por Niasar *et al.* (2003).

Neste caso, ao invés do controlador possuir duas saídas de controle (o torque nas duas rodas traseiras) terá apenas uma (o diferencial de torque), diminuindo a quantidade de parâmetros de controle que, segundo a Equação 2.58, ficaria em apenas 99 variáveis de otimização, contra os 273 mostrados na seção 3.3.2. Assim, o torque nas duas rodas traseiras possuem igual módulo, mas sentidos opostos. Desta maneira, como o número de variáveis de otimização é menor, é possível observar se as condições de otimização estão boas antes de partir para o problema completo.

Mesmo para a redução de uma saída no controlador, a configuração do algoritmo genético juntamente com o problema a ser calculado demandam alto custo computacional. Sabendo deste problema e levando em conta que o *fitness* de cada indivíduo pode ser resolvido de maneira independente, um algoritmo de solução do GA paralelo foi implementado. Com este algoritmo, vários núcleos de processamento puderam ser utilizados para auxiliar no processo de otimização, permitindo-se, inclusive, o emprego de mais de um computador simultaneamente. Para resolver os problemas de otimização foram utilizados quatro computadores trabalhando em paralelo listados na Tabela 4.1. Mesmo com o poder computacional elevado a cerca de 14 vezes, o processo de otimização levou 123 horas e 1036 gerações. O resultado deste processo está apresentado na Figura 4.4.

Tabela 4.1: Computadores utilizados na otimização

n°	Modelo	Processador	Memória	n° de núcleos
1	Dell XPS 8920	Intel Core i7-7700 3,6 GHz	16Gb	8
2	Dell Vostro 3250	Intel Core i7-6700 3,4 GHz	8Gb	8
3	Dell Inspiron 14-5457	Intel Core i7-6650U 3,5 GHz	8Gb	4
4	Itaotec Infoway N8755	Intel Core i5-3360 2,8 GHz	8Gb	4

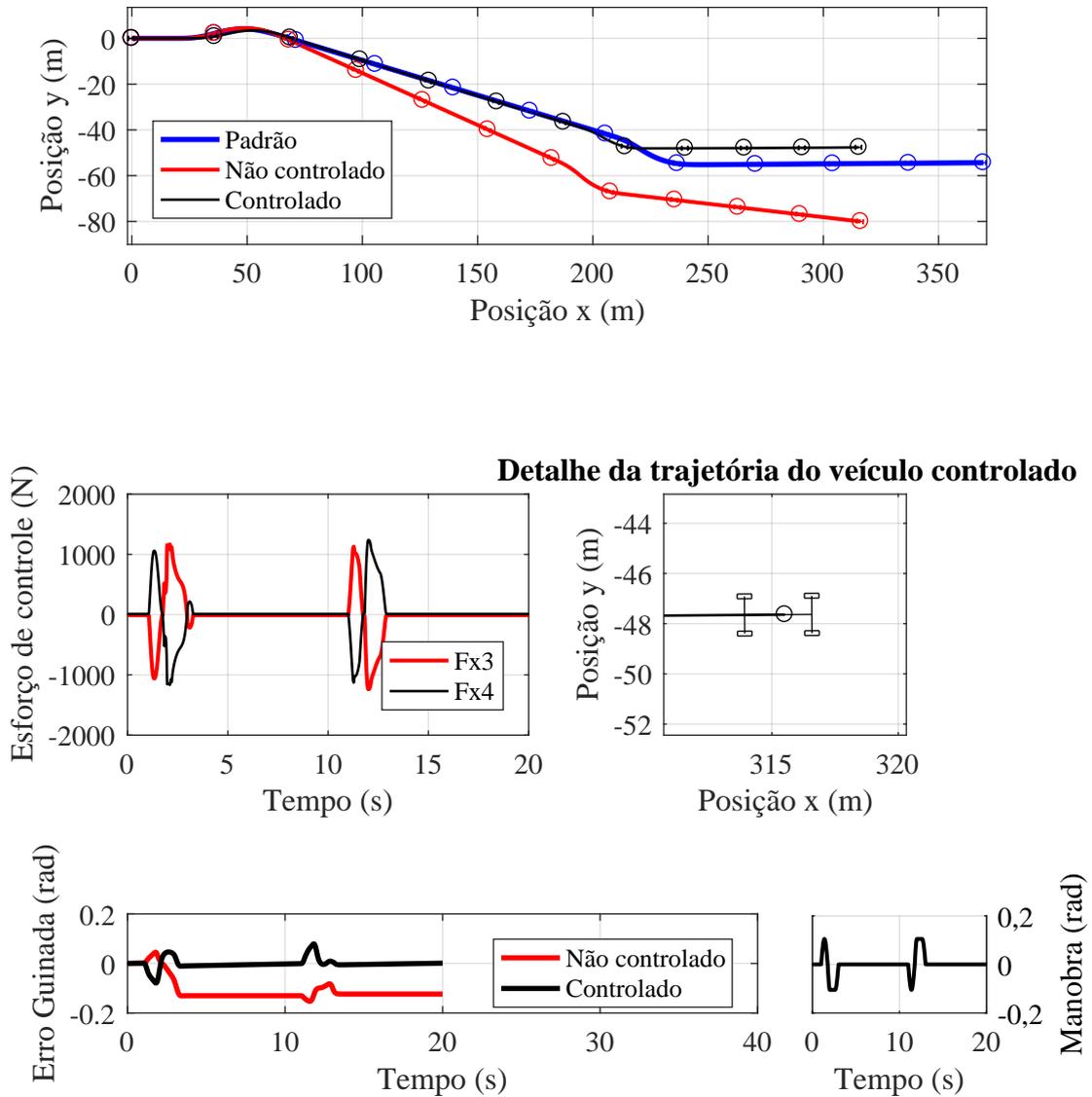


Figura 4.4: Trajetória otimizada com controle simétrico

Com o controle de apenas uma saída e com os parâmetros de otimização melhorados, obteve-se um erro na guinada máximo de  $0,078rad$  para a manobra em questão. Também, após a o fim da trajetória, o erro da guinada permaneceu praticamente nulo,  $10^{-3} rad$  ( $0,1^\circ$ ).

Além da redução drástica do erro na guinada, os esforços nas rodas (Figura 4.4) possuem um comportamento muito mais suave em relação à Figura 4.2 e 4.3. Apesar disso é perceptível que o controlador não possui a liberdade de corrigir a velocidade do veículo, executando assim

a guinada de maneira fiel, porém com desvio na posição no plano.

Outra característica positiva desta otimização em relação à anterior é a maior suavidade do esforço de controle devido principalmente ao acréscimo para 2.000 indivíduos na população. Entretanto, os esforços de maneira geral foram superiores à configuração independente.

#### **4.4 Controlador Final**

Com a função *fitness* desenvolvida, os parâmetros de otimização ajustados e ampliado o poder computacional com a integração de vários núcleos de processamentos e computadores a fim de agilizar o processo de otimização, os parâmetros do controlador com três entradas e duas saídas puderam ser otimizados. O algoritmo genético foi executado durante 237 horas e 693 gerações. O resultado pode ser observado na Figura 4.5.

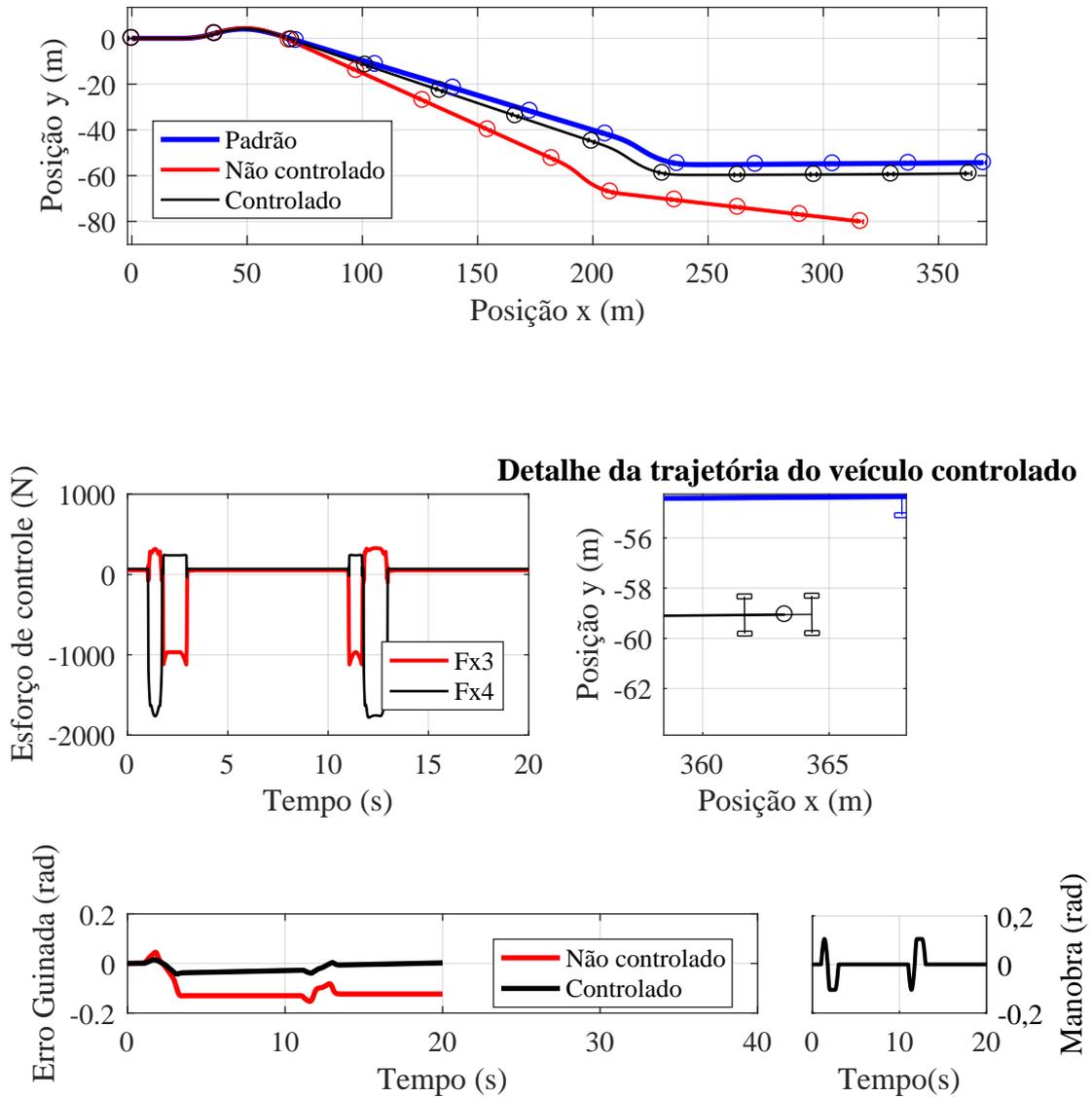


Figura 4.5: Trajetória otimizada com controle de torque independente

Na Figura 4.5 é mostrado que o veículo controlado termina a trajetória de 20 segundos com pequeno erro em relação à posição desejada, ao contrário da otimização feita na seção 4.3, a qual não possui a liberdade de controlar a velocidade do veículo. Além desta melhora, o erro máximo na guinada do veículo foi de  $0,04 \text{ rad}$  ( $2^\circ$ ) sendo  $0,0022 \text{ rad}$  ( $0,1^\circ$ ) o erro ao término da manobra, quase paralelo ao veículo objetivo.

Também para este controlador, o esforço de controle obteve praticamente duas grandes

oscilações por curva, representando bem o movimento bidirecional da manobra. Nos instantes finais da manobra quando o usuário não insere esterçamento, o esforço de controle passa receber um valor pequeno ( $70 N$ ).

Vale ressaltar que os maiores esforços realizados pela motorização traseira é no sentido oposto ao movimento, ou seja, na retirada de energia do veículo, ou seja, forças com valores negativos. Esta tarefa poderia ser, também, executada por um sistema de freios independentes, ou mesmo, fazendo-se uso da regeneração de energia.

Por conta das vantagens que o controlador independente tem relação ao modelo baseado em simetria 4.3, este controlador será adotado. As funções de pertinência podem ser observada na Figura 4.6 e 4.7.

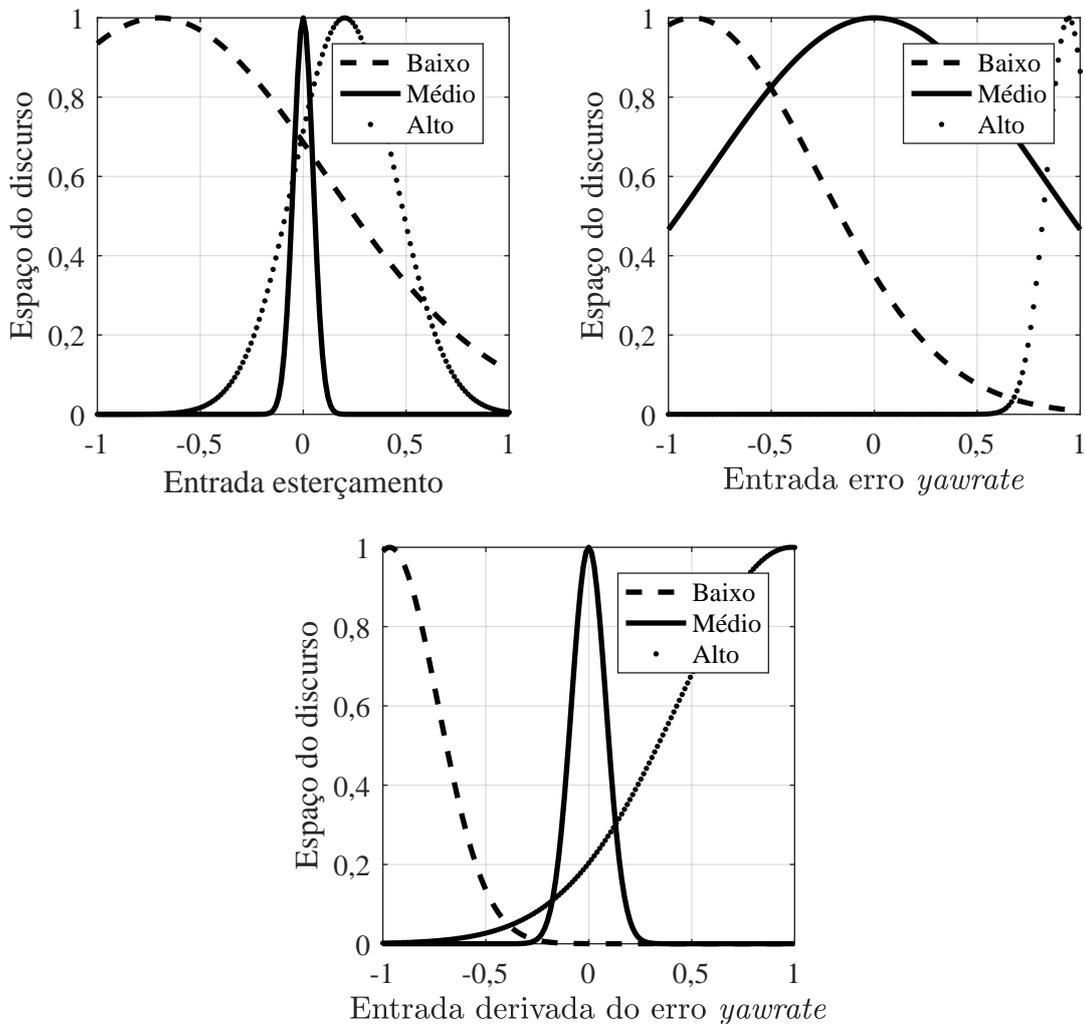


Figura 4.6: Funções de pertinência de entrada

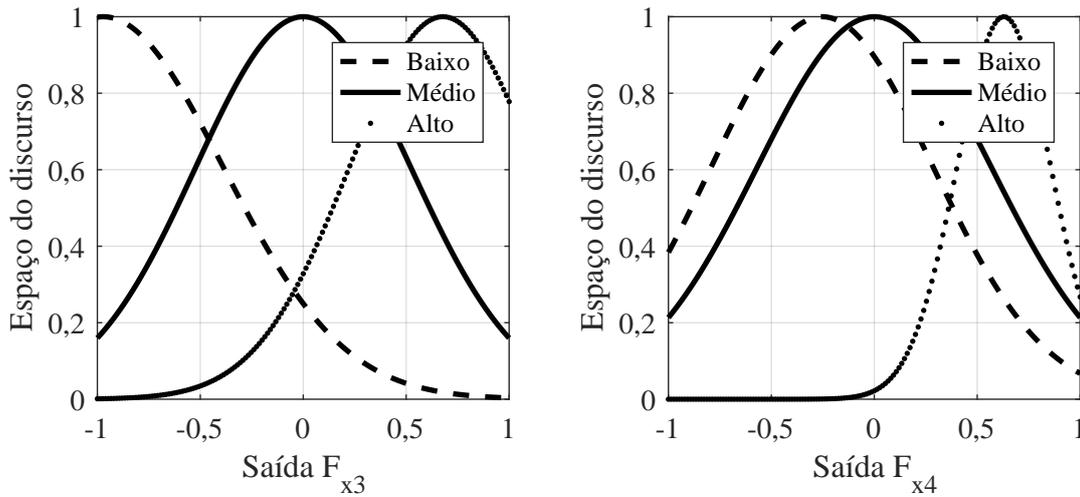


Figura 4.7: Funções de pertinência de saída

Como já comentado anteriormente, apenas a posição das funções de pertinência do nível médio foi definida como zero. Todos os outros parâmetros foram otimizados pelo GA. Desta forma, algumas funções de pertinência como o nível médio da entrada de esterçamento ou o nível alto da função de entrada do erro do *yaw rate* ficaram com o desvio padrão pequeno, indicando um comportamento específico naquela condição.

A entrada de esterçamento no nível médio representa a condição de esterçamento zero. Neste momento não é necessário executar nenhum esforço de controle, porém a pequena distribuição desta função de pertinência indica que apenas nesta pequena janela este comportamento deverá ser executado.

#### 4.5 Verificação da aplicação do motor BLDC de estudo

Os esforços mostrados na figura 4.5 devem ser supridos pelo motor BLDC acoplado diretamente a ambas as rodas traseira. Devido a isso, o controle de torque do motor deve responder o mais rápido o possível para não alterar a dinâmica do veículo prevista pelo controlador.

Por conta do modelo do motor elétrico ser linear e invariante no tempo, o controle linear PID leva o erro praticamente a zero de maneira simples e eficaz. A malha de controle do motor está mostrada na Figura 4.8, sendo  $F_x$  e  $w_w$  a força e a velocidade da roda obtida do modelo do veículo (Figura 4.5), respectivamente,  $n$  a relação de transmissão entre o motor e a roda e  $r_{pn}$  o raio do pneu.

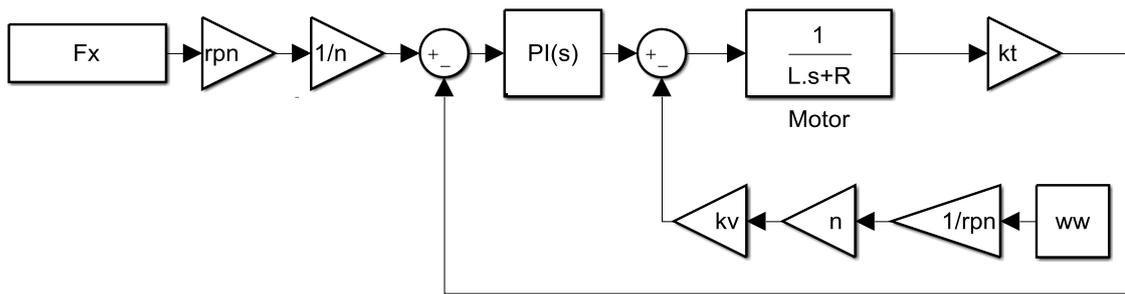


Figura 4.8: Integração modelo do veículo e motor

Apesar da aplicação típica deste motor, segundo o fabricante, ser voltada para veículos elétricos com acoplamento realizado diretamente na roda, para a aplicação em controle de estabilidade de veículos de passeio, mostrou-se ineficaz. Utilizando o esforço de controle para atender à condição de velocidade e torque das rodas traseira que o controlador demanda, obteve-se valores de tensão e corrente mais elevados que a capacidade especificada, chegando a mais de 2000 A e 400 V para o caso da roda traseira esquerda com relação de transmissão igual a 1. A curva de tensão e corrente pode ser vista na Figura 4.9.

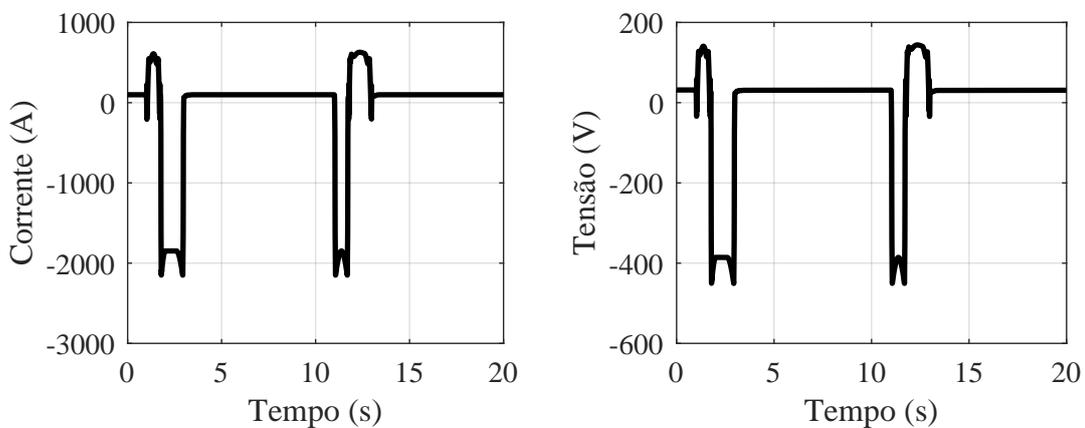


Figura 4.9: Resposta elétrica do motor BLDC

Os valores negativos de torque (ou corrente) podem ser desconsiderados nesta análise, uma vez que freios mecânicos podem responder com maior velocidade que a regeneração deste motor em específico, além de conseguirem valores de torques altos o suficiente para suprir a demanda requisitada. Todavia, mesmo descartando a região de regeneração de energia, o valor de corrente e torque estão acima do especificado pelo fabricante (360 A, 48 V).

A fim de mitigar este problema, pode ser inserida uma relação de transmissão para ajustar a curva do motor com a requisição do veículo. Quanto maior o valor de  $n$ , menor será o torque entregue e maior será a velocidade do motor, conseqüentemente, desta forma, o valor da corrente

de fase pode ser reduzido. Para verificar a melhor relação de transmissão gráficos de tensão e corrente máximas para esta condição em função da relação de transmissão está mostrado na Figura 4.10.

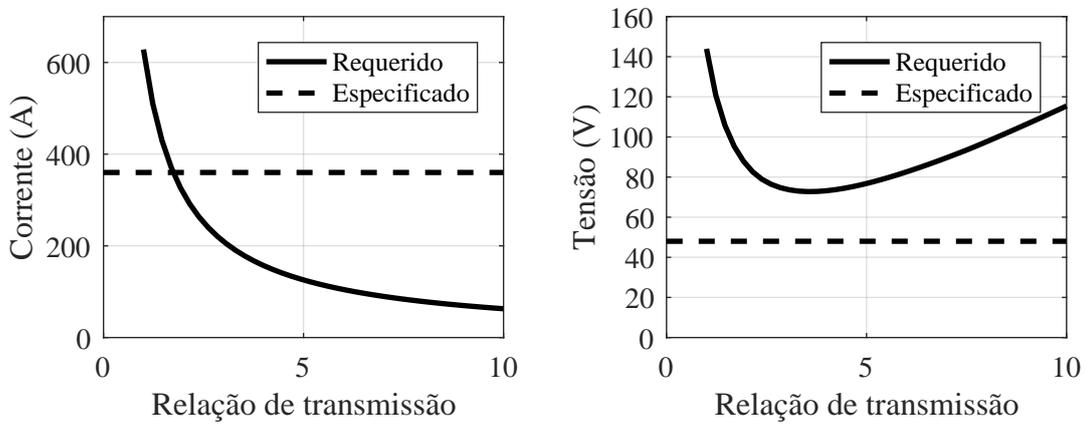


Figura 4.10: Valores máximos de tensão e corrente em função da relação de transmissão.

A linha tracejada de  $360\text{ A}$  e  $48\text{ V}$  mostra os limites de operação do motor. Pontos a cima desta linha não podem ser atendidos, desta forma não existe nenhuma relação de transmissão que faça o motor atender a demanda de potência do veículo.

Apesar deste motor não conseguir cumprir o objetivo de melhorar a estabilidade do veículo devido a alta demanda de torque, este motor pode ser utilizado para melhorar o desempenho e eficiência em situações que não seja necessário o uso do controle de estabilidade.

## 5 CONCLUSÃO

Este trabalho possui como base matemática um dos diversos modelos de veículos de quatro rodas com esterçamento dianteiro. Dos modelos citados neste trabalho, preferiu-se o que considera as não linearidades do esterçamento, a assimetria do veículo, e principalmente as não linearidades das forças dos pneus, uma vez que o estudo é baseado na estabilidade do veículo em manobras de altas acelerações laterais.

O modelo matemático apresentado possui liberdade para alteração dos parâmetros construtivos do veículo, como comprimento do eixo dianteiro e traseiro, posição do centro de gravidade, rigidez do sistema de suspensão e dos pneus além dos parâmetros de controle, torque e velocidade nas quatro rodas e esterçamento dos pneus dianteiros.

A hibridização leva a um aumento expressivo da massa do veículo, além de poder alterar o centro de gravidade, levando o comportamento do veículo a uma condição que o motorista não está habituado.

Desta forma, um sistema de controle de estabilidade foi desenvolvido de maneira a aproveitar a estrutura provida de um veículo híbrido. Desta forma reduz-se custos com a adição de novos equipamentos e com as eventuais alterações na estrutura já desenvolvida como o trem de potência independente nas rodas traseira, os sensores já presentes tanto nos veículos convencionais quanto híbridos.

Um sistema de controle foi então desenvolvido para prover a mesma sensação de direção de um veículo convencional a combustão o mesmo na versão híbrida com o acréscimo de 380 kg no eixo traseiro. Entretanto, a malha de controle escolhida não teve como objetivo ser a mais efetiva para o problema em questão, mas sim a que oferece menor modificação do veículo. Alguns VEH já possuem a configuração de todas as rodas tracionadas com motorização elétrica traseira independente. Desta forma instalar o sistema de controle pela atuação de torque nas rodas traseiras leva a pequenas modificações, não havendo interferência no sistema à combustão e no eixo dianteiro já muito estudado e fabricado.

Por se tratar de um sistema de controle que depende do comportamento dos pneus, controles lineares convencionais podem não ser os mais indicados para a aplicação. Desta forma utilizou-se o controle não linear *fuzzy* que é robusto as não linearidades do sistema. Porém, ao mesmo tempo que fornece a robustez às não linearidades, também trás grande dificuldade de configurá-lo. Um especialista poderia utilizar de seu conhecimento para configurá-lo, contudo, com o intuito de isentar qualquer comportamento tendencioso ou vicioso do operador, o método

de otimização GA foi utilizado. Este método, da mesma forma que o controlador *fuzzy* possui alta robustez a funções não lineares e não convexas, porém demanda alto custo computacional.

Outra vantagem da malha de controle proposta é a independência do uso de integrativos. Apesar deste ganho ser excelente para reduzir o erro em regime, o uso deste ganho leva à grande demanda numérica, fazendo com que o o controlador necessite de grande poder computacional, além da necessidade de uma alta taxa de aquisição dos sensores envolvidos. Portanto, apenas informações diretas foram utilizadas como realimentação: o esterçamento (intensão do usuário), a velocidade de guinada e sua derivada temporal.

Existem diversas leis de controle para o problema. Alguns autores utilizam a simetria do esforço de controle nas rodas traseiras. Este trabalho comparou o controle baseado na simetria e o controle baseado no torque independente nas duas rodas traseira. Para o controle baseado na simetria, resultados excelentes foram obtidos no controle da guinada (DYC), variável estudada para garantir a estabilidade, contudo deixou de controlar a velocidade do veículo, ficando distante da posição desejada ao final da manobra.

Já o controle de torque independente nas rodas traseiras foi otimizado pelo GA, desta forma não foi necessária a intervenção de um especialista no ajuste do controlador. O resultado obteve resposta de guinada ligeiramente melhor ao controle simétrico, e ainda com a vantagem de terminar a manobra próximo à posição desejada devido ao controle da velocidade longitudinal, sendo este denominado mais eficaz que o controle simétrico. Neste controle os maiores esforços ocorrem nas frenagens, podendo ser utilizados freios mecânicos caso o modo de regeneração não atenda a amplitude e velocidade de resposta solicitada, facilitando assim o uso de motores de menor potência.

Uma vez contabilizada as forças requerida pelo controlador, estudou-se um tipo de motor para atendê-la. O motor BLDC HPM05KW12-PZ do tipo BLDC presente no LabSin foi caracterizado de duas maneiras, a primeira considerando a comutação de cada uma das fases de maneira independente e a segunda pela aproximação para um motor de corrente contínua com escovas (DC). O modelo BLDC mostrou-se numericamente mais complexo, porém retorna mais informações que o modelo simplificado que é cerca de cinco vezes mais veloz.

Aplicou-se os esforços requeridos pelo controlador e conclui-se que este motor não atende as necessidades do controle de estabilidade para o veículo estudado. Mesmo otimizando a relação de transmissão para reduzir a tensão máxima de operação, não obteve-se resultado factível. Duas possibilidades foram levantadas, a primeira, menos factível, é o uso de mais motores por roda, e a mais viável é o uso de um motor mais potente. O mesmo fabricante já produz e vende motores BLDC com potência superior a  $20kW$ , que atenderia a demanda de potência desejada.

Em um cenário que o sistema de motorização consiga cumprir a requisição do controlador é possível obter grandes ganhos de estabilidade fazendo com que o usuário não perceba a alteração de parâmetros construtivos do veículo. Na manobra D-wheel 0,7 Hz, o erro máximo ficou em  $0,1^\circ$ .

## 5.1 Trabalhos futuros

Apesar deste trabalho ter chegado a resultados promissores em relação ao controle de estabilidade do veículo, ainda podem ser buscadas novas propostas de controle com realimentação diferenciados.

Uma proposta futura é a configuração do controlador para o mesmo veículo, mas que comporte as limitações de motores elétricos de menor porte. É de se esperar uma solução que leve a estabilidade do veículo à condição desejada, ou muito próxima dela, ao acrescentar as limitações de um motor de menor porte no processo de otimização. Desta forma, talvez seja válida a utilização do motor de estudo (HPM05KW12-PZ), reduzindo o custo na compra de motores de maior potência, além da redução de peso do veículo final.

Outra continuidade deste trabalho também utilizaria o mesmo veículo. No processo de otimização diversas manobras poderiam incluir o processo de otimização do controlador, desta forma o treinamento do mesmo seria mais completo e confiável.

Como trabalho futuro imediato para este estágio de desenvolvimento do trabalho, espera-se a validação experimental de todo o sistema, incluindo o veículo e o sistema de controle. A primeira dificuldade prevista na validação deste trabalho é a construção do protótipo ou modelo. Este protótipo ou modelo de veículo de quatro rodas precisa representar as condições de dirigibilidade em estradas convencionais, possuir parâmetro de esterçamento e torque diferencial controláveis e possui flexibilidade o suficiente para alterações de características construtivas. Desta forma, o modelo desenvolvido poderá se ajustar as características do protótipo construído, uma vez já possui flexibilidade suficiente para alterações de quaisquer parâmetros construtivos.

Outro desafio para a continuação do trabalho é a implementação do hardware que deverá ser capaz de comportar o controlador fuzzy e simultaneamente tratar o sinal de aquisição de todos os sensores, detalhe não estudado ainda neste presente trabalho.

## 6 Trabalhos derivados

Esta dissertação de mestrado derivou dois artigos na área de engenharia automotiva.

O primeiro foi publicado na revista "*Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*" (Yamashita *et al.* (2018)). Neste trabalho foi estudada a comparação dos dois métodos de modelagem e está abordado de maneira detalhada o processo de caracterização do motor BLDC também estudado neste trabalho.

O segundo trabalho publicado foi no congresso denominado "*ABCМ International Congress of Mechanical Engineering*" (Yamashita *et al.* (2017)). Neste trabalho a primeira tentativa de controle linear foi apresentada e discutida.

## Referências

ANDO, N. e FUJIMOTO, H. Yaw-rate control for electric vehicle with active front/rear steering and driving/braking force distribution of rear wheels. pp. 726–731, 2010.

BAKKER, E.; NYBORG, L. e PACEJKA, H.B. Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. Relatório técnico, SAE Technical Paper, 1987.

BANDYOPADHYAY, S. e PAL, S.K. **Classification and learning using genetic algorithms: applications in bioinformatics and web intelligence**. Springer Science & Business Media, 2007.

CABRERA, J.; ORTIZ, A.; CARABIAS, E. e SIMON, A. An alternative method to determine the magic tyre model parameters using genetic algorithms. **Vehicle System Dynamics**, v. 41, n. 2, 109–127, 2004.

CORRÊA, F.C.; ECKERT, J.J.; SILVA, L.; SANTICIOLLI, F.M. e DEDINI, F.G. Application of fuzzy logic for power management in hybrid vehicles. **Mecânica Computacional**, v. 33, n. 39, 2445–2455, 2014.

DO BRASIL, G. Produção de veículos aumenta 42% e tem melhor outubro desde 2014. **Governo do Brasil**, p. 1, 2017.

ECKERT, J.J.; CORRÊA, F.C.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.D.S.; DIONÍSIO, H.J. e DEDINI, F.G. Vehicle gear shifting strategy optimization with respect to performance and fuel consumption. **Mechanics Based Design of Structures and Machines**, v. 44, n. 1-2, 123–136, 2016a.

ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; CORRÊA, F.C.; DIONÍSIO, H.J. e DEDINI, F.G. Vehicle gear shifting co-simulation to optimize performance and fuel consumption in the brazilian standard urban driving cycle. **Blucher Engineering Proceedings**, v. 1, n. 2, 615–631, 2014.

ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; SILVA, L.C.; COSTA, E.S.; CORRÊA, F.C. e DEDINI, F.G. Co-simulation to evaluate acceleration performance and fuel consumption of hybrid vehicles. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 39, n. 1, 53–66, 2017.

ECKERT, J.J.; SILVA, L.C.; COSTA, E.S.; SANTICIOLLI, F.M.; DEDINI, F.G. e CORRÊA, F.C. Electric vehicle drivetrain optimisation. **IET Electrical Systems in Transportation**, v. 7, n. 1, 32–40, 2016b.

FERNANDES, D. Por que os carros movidos a gasolina e diesel estão com os dias contados em países europeus e vários emergentes. **BBC Brasil**, p. 1, 2017.

FITZGERALD, A.E.; KINGSLEY, C.; UMANS, S.D. e JAMES, B. **Electric machinery**, v. 5. McGraw-Hill New York, 2003.

GAIR, S.; CRUDEN, A.; MCDONALD, J. e HREDZAK, B. Electronic differential with sliding mode controller for a direct wheel drive electric vehicle. pp. 98–103, 2004.

GENTA, G. **Motor vehicle dynamics: modeling and simulation**, v. 43. World Scientific, 1997.

HENDERSHOT, J.R. e MILLER, T.J.E. **Design of brushless permanent-magnet machines**. Motor Design Books, 2010.

HU, X.; JOHANNESSON, L.; MURGOVSKI, N. e EGARDT, B. Longevity-conscious dimensioning and power management of the hybrid energy storage system in a fuel cell hybrid electric bus. **Applied Energy**, v. 137, 913–924, 2015.

ILL, Z.J.; DONGJI, X.; WAN, K.J. e BAE, K.Y. A study of autonomous parking for a 4-wheel driven mobile robot. pp. 179–184, 2007.

JAZAR, R.N. **Vehicle dynamics: Teory and Application**. Springer, 2008.

KIENCKE, U. e NIELSEN, L. **Automotive control systems: for engine, driveline, and vehicle**. IOP Publishing, 2000.

KING, P.J. e MAMDANI, E.H. The application of fuzzy control systems to industrial processes. **Automatica**, v. 13, n. 3, 235–242, 1977.

KUMAR, M.S. e REVANKAR, S.T. Development scheme and key technology of an electric vehicle: An overview. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 70, 1266–1285, 2017.

LIU, J. e PENG, H. Modeling and control of a power-split hybrid vehicle. **IEEE transactions on control systems technology**, v. 16, n. 6, 1242–1251, 2008.

MAMDANI, E.H. Application of fuzzy algorithms for control of simple dynamic plant. In **Proceedings of the institution of electrical engineers**, v. 121, pp. 1585–1588. IET, 1974.

NAM, K.; FUJIMOTO, H. e HORI, Y. Lateral stability control of in-wheel-motor-driven electric vehicles based on sideslip angle estimation using lateral tire force sensors. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v. 61, n. 5, 1972–1985, 2012.

NIASAR, A.H.; MOGHBELI, H. e KAZEMI, R. Yaw moment control via emotional adaptive neuro-fuzzy controller for independent rear wheel drives of an electric vehicle. v. 1, 380–385, 2003.

POZO, A.; CAVALHEIRO, A.D.F.; ISHIDA, C.; SPINOSA, E. e RODRIGUES, E.M. Computação evolutiva. **Universidade Federal do Paraná, 61p.(Grupo de Pesquisas em Computação Evolutiva, Departamento de Informática-Universidade Federal do Paraná)**, 2005.

RAJAMANI, R. **Vehicle dynamics and control**. Springer Science & Business Media, 2011.

SCHOUTEN, N.J.; SALMAN, M.A. e KHEIR, N.A. Energy management strategies for parallel hybrid vehicles using fuzzy logic. **IFAC Proceedings Volumes**, v. 33, n. 26, 83 – 88, 2000. IFAC Conference on Mechatronic Systems, Darmstadt, Germany, 18-20 September 2000.  
**URL:** <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1474667017391255>

SHIAU, C.S.N.; SAMARAS, C.; HAUFFE, R. e MICHALEK, J.J. Impact of battery weight and charging patterns on the economic and environmental benefits of plug-in hybrid vehicles. **Energy Policy**, v. 37, n. 7, 2653–2663, 2009.

SHUAI, Z.; ZHANG, H.; WANG, J.; LI, J. e OUYANG, M. Combined afs and dyc control

of four-wheel-independent-drive electric vehicles over can network with time-varying delays. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v. 63, n. 2, 591–602, 2014.

SIMOES, M.G. e SHAW, I.S. **Controle e modelagem fuzzy**. 2007.

TSAI, M.F.; QUY, T.P.; WU, B.F. e TSENG, C.S. Model construction and verification of a bldc motor using matlab/simulink and fpga control. pp. 1797–1802, 2011.

TU, C.; QI, G.; VAN WYK, B.J. e DU, S. Motion control and stabilization of a skid-steering mobile robot. pp. 325–330, 2009.

VIEIRA, S. Análise de variância. **São Paulo: Atlas**, 2006.

VINATHA, U.; POLA, S. e VITTAL, K. Simulation of four quadrant operation & speed control of bldc motor on matlab/simulink. pp. 1–6, 2008.

WU, H.; PANG, G.K.H.; CHOY, K.L. e LAM, H.Y. A scheduling and control system for electric vehicle charging at parking lot. pp. 13–18, 2017.

YAMASHITA, R.Y.; SILVA, F.L.; SANTICIOLLI, F.M.; ECKERT, J.J.; DEDINI, F.G. e SILVA, L.C. Comparison between two models of bldc motor, simulation and data acquisition. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 40, n. 2, 63, 2018.

YAMASHITA, R.Y.; SILVA, L.C.A.; DEDINI, F.C.; SANTICIOLLI, F.M.; ECKERT, J.J. e BERTOTI, E. Modeling of electronic differential system for vehicles with rear wheel drive. **24<sup>th</sup> ABCM International Congress on Mechanical Engineering**, v. 24, 2017.

YEDAMALE, P. Brushless dc (bldc) motor fundamentals. **Microchip Technology Inc**, v. 20, 3–15, 2003.

YU, T. Structure abstraction and genetic programming. v. 1, 652–659, 1999.

ZADEH, L.A. Fuzzy sets. pp. 394–432, 1996.

ZHANG, H. e WANG, J. Vehicle lateral dynamics control through afs/dyc and robust gain-scheduling approach. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v. 65, n. 1, 489–494, 2016.

ZHANG, H.; ZHANG, X. e WANG, J. Robust gain-scheduling energy-to-peak control of vehicle lateral dynamics stabilisation. **Vehicle System Dynamics**, v. 52, n. 3, 309–340, 2014.

ZHANG, S.; XIONG, R. e SUN, F. Model predictive control for power management in a plug-in hybrid electric vehicle with a hybrid energy storage system. **Applied Energy**, v. 185, 1654 – 1662, 2017. Clean, Efficient and Affordable Energy for a Sustainable Future.

## ANEXO A – Parâmetros construtivos do veículo

### A.1 Informações construtivas do veículo

Tabela A.1: Informações construtivas do veículo

Parâmetro	Veículo padrão	Veículo carregado
$l$	2,660m	2,660m
$b$	2,128m	1,600m
$a$	0,532m	1,060m
$b_l$	0m	0
$h_g$	0,570m	0,570m
$t_1$	1,490m	1,490m
$t_2$	1,482m	1,482m
$rpn$	0,287m	0,287m
$caster$	5°	5°
$I_z$	1850kg.m	1850kg.m
$m$	1150kg	1530kg
$K$	[1111] <sup>t</sup>	[1111] <sup>t</sup>
$\gamma$	0	0
$I_w$	20kg.m	20kg.m

## A.2 Contantes da fórmula mágica

Tabela A.2: Parâmetros do pneu (ADAMS)

Lateral	Valor	Longitudinal	Valor	Momento	Valor
$a_0$	1,65	$b_0$	-1,65	$c_0$	0,0680
$a_1$	-34,0	$b_1$	-7,6118	$c_1$	4,4037
$a_2$	1250,00	$b_2$	1122,6	$c_2$	1,36
$a_3$	3036,00	$b_3$	$-7,36 \cdot 10^{-3}$	$c_3$	4,0978
$a_4$	12,80	$b_4$	144,82	$c_4$	-3,28
$a_5$	0,00501	$b_5$	$-7,6614 \cdot 10^{-2}$	$c_5$	0,2446
$a_6$	-0,02103	$b_6$	$-3,86 \cdot -3$	$c_6$	0
$a_7$	0,77394	$b_7$	$8,5055 \cdot 10^{-2}$	$c_7$	-0,07918
$a_8$	0	$b_8$	$7,5719 \cdot 10^{-2}$	$c_8$	0
$a_9$	0	$b_9$	$2,3655 \cdot 10^{-2}$	$c_9$	0
$a_{10}$	0	$b_{10}$	$2,3655 \cdot 10^{-2}$	$c_{10}$	0
$a_{11}$	0	$\mu_0$	0,015	$c_{11}$	0
$a_{12}$	0	$\mu_1$	$7 \cdot 10^{-6}$	$c_{12}$	0
$a_{13}$	0			$c_{13}$	0
				$c_{14}$	0
				$c_{15}$	0
				$c_{16}$	0
				$c_{17}$	0