

MINISTÉRIO DA DEFESA
EXÉRCITO BRASILEIRO
DEPARTAMENTO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA
INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA
(Real Academia de Artilharia, Fortificação e Desenho, 1792)

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM VEÍCULO
TERRESTRE NÃO TRIPULADO**

Rio de Janeiro

2017

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA
(Real Academia de Artilharia, Fortificação e Desenho, 1792)

1º TEN MATHEUS HENRIQUE FERREIRA MOURA

1º TEN MATHEUS JOSÉ OLIVEIRA GUIMARÃES

1º TEN MAYARA MAGALHÃES CARVALHO

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM VEÍCULO TERRESTRE
NÃO TRIPULADO**

Projeto de final de curso apresentado
ao curso de Engenharia Mecânica e
de Automóveis do Instituto Militar de
Engenharia.

Orientadores:

Maj Maurício **Guzman** – D. Sc.

Cap Elias Dias **Rossi** Lopes – M. Sc.

Rio de Janeiro

2017

c2017

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

Praça General Tibúrcio, 80 – Praia Vermelha

Rio de Janeiro – RJ CEP: 22290-270

Este exemplar é de propriedade do Instituto Militar de Engenharia, que poderá incluí-lo em base de dados, armazenar em computador, microfilmear ou adotar qualquer forma de arquivamento.

É permitida a menção, reprodução parcial ou integral e a transmissão entre bibliotecas deste trabalho, sem modificação de seu texto, em qualquer meio que esteja ou venha a ser fixado, para pesquisa acadêmica, comentários e citações, desde que sem finalidade comercial e que seja feita a referência bibliográfica completa.

Os conceitos expressos neste trabalho são de responsabilidade do(s) autor(es) e do(s) orientador(es).

629.2	Moura, Matheus Henrique Ferreira
	Modelagem e simulação de um veículo terrestre não tripulado / Matheus Henrique Ferreira Moura; Matheus José Oliveira Guimarães; Mayara Magalhães Carvalho; orientados por Maurício Gruzman; Elias Dias Rossi – Rio de Janeiro: Instituto Militar de Engenharia, 2017.
	140p. : il.
M929m	Projeto de Fim de Curso (PROFIC) – Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2017.
	1. Curso de Engenharia Mecânica e de Automóveis – Projeto de Fim de Curso. 2. Veículo Terrestre Não Tripulado (VTNT). I. Guimarães, Matheus José Oliveira. II. Carvalho, Mayara Magalhães. III. Gruzman, Maurício. IV. Lopes, Elias Dias Rossi. Título. V. Instituto Militar de Engenharia.

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

1º TEN MATHEUS HENRIQUE FERREIRA MOURA

1º TEN MATHEUS JOSÉ OLIVEIRA GUIMARÃES

1º TEN MAYARA MAGALHÃES CARVALHO

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM VEÍCULO TERRESTRE
NÃO TRIPULADO**

Projeto de Final de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica e de Automóveis do Instituto Militar de Engenharia.

Orientadores: Maj Maurício Gruzman – D. Sc.

Cap Elias Dias Rossi Lopes – M. Sc.

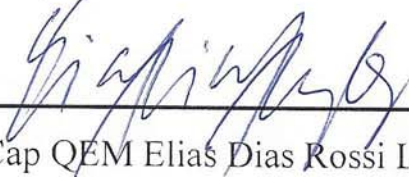
Aprovado em 5 de Outubro de 2017 pela seguinte Banca Examinadora:



Maj QEM Maurício Gruzman – D. Sc.



Maj QEM Achille Arantes Bassi – D. Sc.



Cap QEM Elias Dias Rossi Lopes – M. Sc.

Rio de Janeiro

2017

SUMÁRIO

LISTA DE SIGLAS.....	6
LISTA DE SÍMBOLOS	7
RESUMO.....	9
ABSTRACT	10
1 INTRODUÇÃO	11
1.1 MOTIVAÇÃO	12
1.2 OBJETIVO.....	13
1.3 ESPECIFICAÇÕES DO VEÍCULO.....	13
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	15
2.1 ATRITO ENTRE PNEU E SOLO	15
2.2 DINÂMICA VEICULAR	16
2.3 SENSORIAMENTO	17
2.4 SISTEMAS DE CONTROLE.....	17
3 MODELAGEM.....	19
3.1 MODELO DO ATRITO	19
3.2 MODELAGEM DA DINÂMICA DO VTNT	22
3.3 MOTOR DE CORRENTE CONTÍNUA	28
3.4 TRAJETÓRIA ESTIMADA	31
3.4.1 SENSORES INERCIAIS	32
3.4.2 MAGNETÔMETRO	34
3.4.3 SENSORIAMENTO	35
3.4.4 CÁLCULO DA TRAJETÓRIA ESTIMADA	35
3.5 CONTROLE <i>FUZZY</i> OU NEBULOSO	37
3.5.1 CONJUNTO DIFUSO	40
3.5.2 FUNÇÃO DE PERTINÊNCIA (MF)	42
3.5.3 TRAJETÓRIA DESEJADA	44
3.5.4 SISTEMA DE CONTROLE	45
3.5.5 CONTROLADOR TIPO MAMDANI.....	47
3.5.5.1 FUZZYFICAÇÃO	47
3.5.5.2 PROCESSO DE INFERÊNCIA.....	50
3.5.5.3 DEFUZZYFICAÇÃO	54
3.5.6 CONTROLADOR PARAMÉTRICO	54
3.5.6.1 FUZZYFICAÇÃO	54
3.5.6.2 PROCESSO DE INFERÊNCIA.....	57

3.5.6.3	DEFUZZYFICAÇÃO	57
3.6	MODELO EM AMBIENTE SIMULINK®.....	59
4	SIMULAÇÕES E RESULTADOS.....	62
4.1	TRAJETÓRIA DO VEÍCULO	63
4.2	TRAJETÓRIA ESTIMADA.....	68
4.3	ACOMPANHAMENTO DE UM TRAJETÓRIA DESEJADA.....	75
4.3.1	RETA 45 GRAUS – TIPO MAMDANI.....	77
4.3.2	RETA - 135 GRAUS.....	82
4.3.3	RETA – RETA 45 GRAUS	91
4.3.4	RETA NEGATIVA – RETA 45 GRAUS.....	100
4.3.5	RETA – RETA -45 GRAUS	103
4.3.6	ZIG ZAG	104
4.3.7	ZIGZAG AGUDO - PARAMÉTRICO.....	113
4.3.8	COMPARAÇÃO ENTRE OS TIPOS MAMDANI E PARAMÉTRICO	117
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	118
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	120
	ANEXOS.....	124
	ANEXOS I – Modelagem Simulink	124
	ANEXOS II – Programas Auxiliares em Script	133
	ANEXO III – Folha de Especificação do Sensor.....	139

LISTA DE SIGLAS

CTEx	Centro Tecnológico do Exército
GLO	Garantia da Lei e da Ordem
IME	Instituto Militar de Engenharia
INS	Sistema de Navegação Inercial (Inertial Navigation System)
MEMS	Sistemas Microeletromecânicos (Microelectromechanical Systems)
MF	Função de Pertinência (Membership Function)
SVTRP	Sistema de Veículos Terrestres Remotamente Pilotados
USP	Universidade de São Paulo
VANT	Veículo Aéreo Não-Tripulado
VTNT	Veículo Terrestre Não-Tripulado

LISTA DE SÍMBOLOS

J	Momento de inércia do veículo em relação ao eixo Z_2
M	Massa no veículo
L	Metade da distância entre rodas
W	Metade da bitola das rodas
c_{pneu}	Coefficiente de atrito viscoso entre pneu e solo
c_{eixo}	Coefficiente de atrito viscoso no eixo da roda
J_1, J_2, J_3, J_4	Momento de inércia de cada roda no eixo Y_2
$\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$	Ângulo de rotação das rodas
r	Distância do centro da roda ao ponto de contato com o solo
F_{atr}	Força de atrito
F_{cb}	Força de atrito de Coulomb
U_1, U_2, U_3, U_4	Tensões de controle para os motores das Rodas
F_N	Força normal de contato
μ_D	Coefficiente de atrito relativo às superfícies de contato
μ_V	Coefficiente de atrito viscoso
\dot{x}	Velocidade relativa entre os corpos
V_H	Velocidade do cubo da roda
V_{CM}	Velocidade do centro de massa
ω_R	Rotação do veículo em torno do centro de massa
R_{HiCM}	Posição relativa entre cada roda e o centro de massa do veículo
V_D	Velocidade de deslizamento da roda
Γ	Torque
e	Força contra eletromotriz

K_{bm}	Constante de força contra eletromotriz
$\dot{\theta}_{motor}$	Velocidade angular do eixo do motor
Γ_{motor}	Torque eletromotriz
K_t	Constante de torque do motor
i_{motor}	Corrente elétrica do motor
u	Diferença de potencial do motor
R_{motor}	Resistência da armadura do motor
L_{motor}	Indutância da armadura do motor
$\dot{\theta}_{roda}$	Velocidade angular da roda
C_m	Coefficiente de atrito viscoso do motor
$r_{redução}$	Redução por engrenagens na saída do motor
$\delta_{acelerômetro}$	Erro de resolução do acelerômetro
$\delta_{atitude}$	Erro de resolução da atitude
$MF_{distância}$	Matriz de pertinências para o erro da distância
$MF_{ângulo}$	Matriz de pertinências para o erro da orientação
V_D	Matriz de ponderações para o erro da distância
V_φ	Matriz de ponderações para o erro da orientação
y_d	Tensão de controle para os motores do lado direito
y_e	Tensão de controle para os motores do lado esquerdo

RESUMO

Este trabalho tem por objetivo realizar a modelagem e simulação de um Veículo Terrestre Não Tripulado (VTNT), sem esterçamento. O veículo é movido por 4 motores elétricos, um para cada roda, apresenta sensores inerciais, para estimativa de trajetória, e controladores embarcados. Primeiramente, é simulada a dinâmica do veículo considerando um modelo de atrito entre cada pneu e o solo e tendo como entradas as tensões aplicadas nos motores. Os resultados são comparados com estudos anteriores. Em seguida, são inseridos os modelos dos sensores embarcados, no caso, acelerômetro, giroscópio e magnetômetro, de forma que a trajetória do veículo possa ser estimada. Por fim, é inserido um modelo de controlador *Fuzzy* para que o veículo realize uma trajetória desejada e os resultados das simulações onde o veículo busca essa trajetória são apresentados. São utilizados o método do centroide e o método paramétrico para a defuzzificação e o método paramétrico apresenta resultados com menores erros. Toda a modelagem é realizada no ambiente SIMULINK®, do MATLAB®.

ABSTRACT

The objective of this research is to perform the modeling and simulation of an Unmanned Ground Vehicle (VTNT – in portuguese), without steering. The vehicle is powered by 4 electric motors, one for each wheel, having inertial sensors, for path estimation, and embedded controllers. Firstly, the dynamics of the vehicle is simulated considering a friction model between each tire and the ground and having as inputs the applied voltages in the motors. The results are compared with previous studies. Next, the models of the embedded sensors are inserted, in this case, accelerometer, gyroscope and magnetometer, so that the vehicle's trajectory can be estimated. Finally, a fuzzy controller model is inserted so that the vehicle performs a desired trajectory and the results of the simulations where the vehicle seeks this trajectory are presented. The centroid method and the parametric method for defuzzification are used and the parametric method presents results with smaller errors. All modeling is performed in the MATLAB® SIMULINK® environment.

1 INTRODUÇÃO

O avanço tecnológico em todas as suas revoluções visa garantir maior eficiência e comodidade, reduzindo o elemento humano nos processos. Dessa forma, a automação e robotização do mercado mundial envereda não apenas para a automação dos processos, mas também para a robotização da guerra.

No âmbito de veículos não tripulados, o terrestre mostra-se de grande importância no objetivo militar, visando maior precisão e redução de baixas humanas. Estes veículos são usados para substituir o homem em situações perigosas, como o manuseio de explosivos e em veículos incapacitantes de bombas, ou onde o acesso é limitado.

Contudo, a indústria civil também pode se beneficiar ao focar, por exemplo, na problemática do tráfego, onde um sistema autônomo controlado pode reduzir o risco de acidentes e facilitar acesso a pessoas com deficiências. A tecnologia também pode ser empregada em indústrias como a agricultura, mineração, construção e até no reparo de reatores nucleares.

Para Vanderbilt (2012), a ideia de veículos autônomos ganhou interesse na exibição da Futurama da GM em 1939. Desde então, com o avanço dos sensores eletrônicos e das tecnologias de processamento, foram desenvolvidos diversos protótipos de carros autônomo. Porém o primeiro veículo a ser considerado verdadeiramente autônomo foi o Tsugata em 1977, desenvolvido no Japão e com velocidade média muito baixa, não ultrapassando os 30 km/h.

Diversos países se lançaram, então, no desenvolvimento de veículos autônomos, não somente terrestres, como também aéreos e aquáticos, onde os primeiros, passaram a ganhar muito mais visibilidade em 2010, com a divulgação do Google sobre o lançamento de um carro completamente livre de interferência humana com autonomia de 140 mil milhas (Vanderbilt, 2012).

Os protótipos são compostos por um conjunto de sensores que permitem perceber o entorno e transmitir as informações para um central de comando que toma decisões autonomamente ou para um operador humano responsável pelo controle remoto das ações do robô.

Atualmente, já existem testes com essa tecnologia: o *Google Self Drive Car* utiliza um sistema de radares e lasers que auxilia no posicionamento enviando informações para um computador portátil que funciona como um controle remoto; o *Nissan Autonomus Drive* que utiliza câmeras e scanners a laser para análise do ambiente; e, o nacional CaRina do Laboratório de Robótica Móvel da USP onde todo o sistema de percepção e geoposicionamento atuam como controladores dos motores e circuitos eletrônicos que comando o controle da trajetória do veículo, como relatado no site do Laboratório de Robótica Móvel da USP São Carlos.

A indústria bélica avançou de forma mais rápida e, diversas empresas fornecedoras de soluções de defesa já disponibilizam os primeiros veículos terrestres não tripulados para as tropas, como é o caso de tropas israelenses, americanas, russas e ucranianas. O Exército Brasileiro busca desenvolver tais tipos de veículos, como evidencia a Portaria nº 43 – EME, de 12 de março de 2014 publicada no Boletim do Exército nº 12, de 21 de março de 2014 (BRASIL, 2014). Esta portaria aprova a diretriz para pesquisa e desenvolvimento de Sistemas de Veículos Terrestres Remotamente Pilotados para o Emprego em Operações Militares (SVTRP). Segundo a portaria, SVTRP é aquele que pode locomover-se de um ponto a outro em diferentes tipos de terreno sem auxílio de condutor a bordo, por meio de controle remoto a determinada distância.

No Brasil, o uso de VTNT para auxiliar na segurança das cidades-sede da Copa do Mundo de 2014, teve como principais funções a vigilância, reconhecimento, verificação de pacotes suspeitos e detonação de explosivos.

1.1 MOTIVAÇÃO

Por ser um tema de interesse do Exército Brasileiro e uma tecnologia atual, o presente trabalho tem como motivação adquirir conhecimento na área de automação dos veículos e trazer mais visibilidade para a importância dos VTNT's tanto no cenário militar quanto no civil estimulando assim, um maior investimento para essa tecnologia autônoma que também pode ser empregada em operações de GLO e missões de paz.

1.2 OBJETIVO

O objetivo do trabalho é a modelagem e simulação da dinâmica de um veículo terrestre não tripulado, sem esterçamento, com sensores inerciais e controlador embarcados. Considera-se, ainda, no modelo a metodologia do controle *Fuzzy* para tornar autônomo o funcionamento simulado do veículo e, assim, corroborar para uma maior visibilidade dos VTNT's no âmbito do Exército Brasileiro e do Brasil.

1.3 ESPECIFICAÇÕES DO VEÍCULO

A modelagem desse trabalho é baseada em uma plataforma de veículo autônomo modelo Lynxmotion Aluminum 4WD1, apresentado na figura 1.1. O veículo é elétrico e sem esterçamento. É impulsionado por quatro motores DC 12V 200 RPM com redução de 30:1. Cada roda é conectada a um motor que são controlados de forma independente por microcontroladores. Isso proporciona um torque diferencial possibilitando o direcionamento do veículo.



FIG 1.1 – Rover Modelo Lynxmotion 4WD1 (imagem de www.lynxmotion.com).

As especificações do veículo são:

- Comprimento geral: 30,5 cm
- Largura geral: 34,4 cm

- Diâmetro da roda: 12 cm
- Comprimento do chassi: 24,8 cm
- Largura do chassi: 20,3 cm
- Peso total: 3,044 kg

Faz-se necessário o conhecimento do momento de inércia I_{zz} do veículo pois no modelo criado nesse trabalho considera-se que o veículo só pode rotacionar em torno do eixo z (eixo ortogonal ao plano do solo apontado para cima). O valor de I_{zz} é calculado por DEVILLE (2017), que utiliza o mesmo modelo de veículo e calcula o momento de inércia através do somatório da inércia de cada componente.

$$I_{zz} = 0,0338 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

As principais características dos motores elétricos de corrente contínua (DEVILLE, 2017) presentes no veículo simulado são:

- Tensão Máxima: 12 V
- Redução: 30:1
- Torque Máximo: 0,4512 N.m
- Rotação máxima: 200 RPM

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ATRITO ENTRE PNEU E SOLO

Silva (2011) em seu estudo para identificação e simulação do comportamento do pneu visando a implementação de controle de cadeiras de rodas motorizadas apresenta diversos modelos matemáticos do pneu e das forças de contato. Os modelos de Jazar (2008), Genta (1997) e Pacejka são expostos, porém tais modelos exigem conhecimento de parâmetros dos pneus difíceis de serem medidos.

Na tese de Pereira (2013) com o objetivo de modelar a força de atrito de um servomecanismo pneumático utiliza o modelo de Lugre. Modelos de atrito estático e dinâmico são estudados e comparados. O Modelo de Lugre baseia-se na teoria das fibras para modelar dinamicamente o atrito considerando que o contato entre os corpos é semelhante a cerdas escorregando umas sobre as outras. Este modelo necessita de seis parâmetros para ser definido.

Canudas et al. (1999) publicou um artigo sobre o modelo dinâmico de atrito de pneus para controle e tração de veículos, onde comparou o desempenho de um modelo de atrito estático com um modelo dinâmico chegando na conclusão que o dinâmico apresenta trações maiores em regime transiente de movimento da roda, porém valores similares em regime permanente.

Conceição et al. (2009) propõe em seu artigo uma abordagem prática para modelagem e estimativa de parâmetros para robôs omnidirecionais. Apresenta dois métodos para determinação do coeficiente de atrito estático de Coulomb e coeficiente de atrito viscoso baseados na velocidade do robô e correntes elétrica dos motores.

Correia et al. (2011) baseia-se nos artigos de Conceição et al. para modelar um robô omnidirecional de três rodas incluindo a compensação de atrito em seu estudo apresentado no 10º Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente. São os considerados atritos de Coulomb e viscosos na direção longitudinal, transversal e torcional. No entanto esses atritos são obtidos experimentalmente para o veículo todo, não para cada roda.

No artigo de Piedbouef, J.C. (2000) é discutido que um modelo simplificado e eficiente para simular o atrito é modelo de Coulomb, conhecido por ser um modelo estático. No trabalho, o modelo é caracterizado por uma força de atrito estática, uma força de atrito cinética e um coeficiente de atrito viscoso dependentes da velocidade. Além disso, o autor relata a necessidade de definir a uma região transição em um valor de velocidade mínimo para facilitar soluções numéricas.

No projeto de fim de curso de Deville (2017) com o objetivo de modelar computacionalmente um veículo terrestre não tripulado é utilizado o modelo de atrito de Coulomb. Este é utilizado devido à simplicidade de implementação deste modelo no programa de simulação. Além disso, apresentou resultados satisfatórios na análise da dinâmica do veículo mostrando-se um modelo adequado.

2.2 DINÂMICA VEICULAR

Wu, Y. et al. (2015) propõe um modelo de carro de quatro rodas sem esterçamento, onde o direcionamento do veículo é controlado através das velocidades relativas das rodas em cada lado do modelo. O trabalho apresenta algumas hipóteses para a modelagem e posteriormente uma aplicação prática ao implementar o modelo em robô Pioneer P3-AT.

Wei, Y. (2010) analisa e verifica experimentalmente a modelagem simplificada para veículos autônomos sem esterçamento, usando para movimentação do veículo motores elétricos em cada roda do carrinho e usando um controle PID para amenizar as incertezas causadas pelos parâmetros de perda, como os coeficientes de atrito e a resistência ao rolamento.

Caracciolo et al. (1999) modela e controla a trajetória de um veículo robótico de quatro rodas com torque diferencial nas quatro rodas em seu artigo apresentado na Conferência Internacional de Automação e Robótica. Em seu estudo, no entanto ele desconsidera a derrapagem longitudinal das rodas, levando em conta apenas o deslizamento lateral do pneu. Além disso, na direção longitudinal do veículo admite resistência ao rolamento nas rodas.

Com o objetivo de considerar a derrapagem longitudinal das rodas e o deslizamento lateral do pneu, Deville (2017), em seu projeto de fim de curso modela um veículo elétrico com tração diferencial nas quatro rodas e sem estarçamento. O modelo se mostrou coerente qualitativamente com a realidade permitindo simular o comportamento do veículo em diferentes situações de condução.

2.3 SENSORIAMENTO

Santos (2014) em sua dissertação de mestrado sobre o desenvolvimento de um sistema de controle embarcado aplicado a robótica móvel propõe a utilização de três sensores, um acelerômetro, um giroscópio e uma bússola digital. Tais sensores são responsáveis por medir a aceleração nos três eixos, a velocidade angular a posição angular do veículo respectivamente.

Gabriel (2014) em sua dissertação de mestrado sobre desenvolvimento de um sistema de navegação de baixo custo de veículo terrestre não tripulado utiliza sistemas de navegação por satélite, GPS, para posicionar e orientar o veículo no terreno. Ao concluir propõe a utilização de sensores inercias para melhoraria da precisão.

Deville (2017), em seu projeto de modelagem de um veículo terrestre não tripulado, calcula a trajetória estimada de deslocamento do veículo baseado em medidas extraídas de tacômetros posicionados nas rodas traseiras do robô. No entanto essa abordagem não se mostrou eficiente pois no modelo do veículo as rodas apresentam deslizamento longitudinal fazendo com que o cálculo da posição não seja coerente com a realidade.

2.4 SISTEMAS DE CONTROLE

Segundo Fraichard (1999) o controle autônomo do movimento de veículos perpassa duas funções complementares: o planejamento da trajetória e o monitoramento da execução, cujo objetivo é pilotar o veículo ao estabelecer reações adequadas para

cumprimento da trajetória. É nessa segunda capacidade que o artigo foca ao implementar um controle *fuzzy* para simular a ação do controle humano, descrevendo todos os passos do controle desde o conhecimento base com a determinação das entradas e saídas até a defuzzyficação.

Sugeno e Nishida (1985), dentre as principais formas de obter as regras de controle *fuzzy* apresentadas, escolhem uma modelagem baseada nas ações de um motorista experiente, sendo, portanto, um método de natureza heurística. Baseando-se num modelo de carro de brinquedo com esterçamento dianteiro, os autores apresentam toda a modelagem *fuzzy* desde a escolha das variáveis e as regras de controle até o resultado comparativo com uma prática experimental, mostrando que o método de escolha das regras, apesar de não ser exato, é bastante eficiente para modelagem de decisões não racionais.

Segundo Saffiotti (1997) a lógica *fuzzy* tem ferramentas capazes de lidar com as diversas incertezas inerentes aos ambientes no campo da navegação autônoma. Ele se concentra em quatro grandes questões relacionadas a modelagem do movimento de um robô, dentre elas, o aproveitamento dos dados de sensores e a integração do raciocínio de alto nível com a execução de baixo nível. Além disso, o autor mostra que o controle *fuzzy* é um bom método de controle autônomo para regime do tipo “clássico” onde já existe uma trajetória desejada traçada e o robô deve acertar sua posição em relação a ela.

Farooq (2014) descreve a formulação e implementação de um controlador de rastreamento de caminho baseado em lógica *fuzzy* para auxiliar na navegação de robôs. O controlador proposto consiste de duas etapas acionadas em sequência: “Orientador de Controle de Orientação” que posiciona o robô paralelo ao caminho desejado e o “Controle de erro de distância” que minimiza a distância perpendicular entre o robô e o caminho desejado.

Peri (2005), em sua dissertação de mestrado, explica a teoria de controle *fuzzy*, apresentando as principais funções de pertinência usadas pela literatura e as diversas técnicas de defuzzyficação. O trabalho apresenta também a aplicação da teoria nebulosa ao caso de um robô autônomo seguindo uma trajetória definida retratando todos os passos do projeto do controlador.

3 MODELAGEM

3.1 MODELO DO ATRITO

No sistema em estudo, a consideração do atrito é fundamental para se alcançar bons resultados devido ao deslizamento do contato entre os pneus e o solo. Os modelos de atrito são divididos em duas categorias, modelos estáticos e modelos dinâmicos.

Os modelos estáticos são aqueles que descrevem uma função descontínua entre a força de atrito e a velocidade relativa entre os corpos em contato. Um dos modelos mais conhecido e utilizado é o de Coulomb. Nesse modelo a força de atrito, F_{atr} , é uma força oposta ao movimento, proporcional à força normal de contato, F_N , e a um coeficiente de atrito relativo às superfícies de contato, μ_D .

$$F_{atr} = F_{cb} \cdot \text{sign}(\dot{x}) = \mu_D \cdot F_N \cdot \text{sign}(\dot{x}) \quad (3.1.1)$$

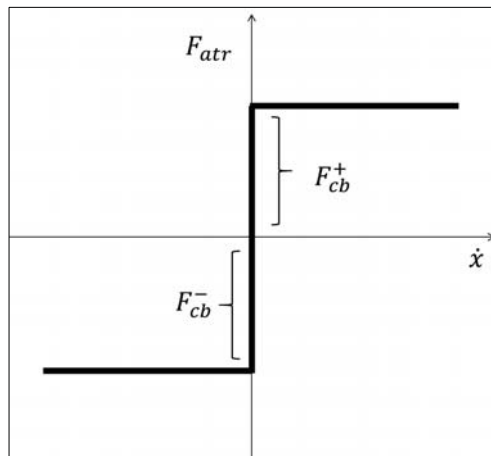


FIG 3.1 - Atrito de Coulomb.

Onde F_{cb} representa a força de atrito de Coulomb e \dot{x} a velocidade relativa entre os corpos. A função $\text{sign}(y)$ é uma função que retorna o sinal de variável y .

$$\text{sign}(y) = \begin{cases} -1, & \text{se } y < 0 \\ 0, & \text{se } y = 0 \\ +1, & \text{se } y > 0 \end{cases} \quad (3.1.2)$$

Ao se introduzir o atrito viscoso a curva função de atrito se modifica. O atrito viscoso é proporcional à velocidade relativa entre os corpos, \dot{x} , e a um coeficiente de atrito viscoso, μ_V .

$$F_V = \mu_V \cdot \dot{x} \quad (3.1.3)$$

A força de atrito resultante fica da seguinte forma:

$$F_{atr} = F_{cb} \cdot \text{sign}(\dot{x}) + F_V = \mu_D \cdot F_N \cdot \text{sign}(\dot{x}) + \mu_V \cdot \dot{x} \quad (3.1.4)$$

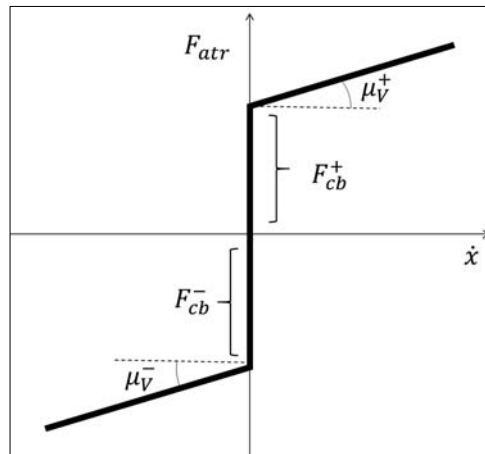


FIG 3.2 - Atrito de Coulomb com atrito viscoso.

Avançando na complexidade do modelo, introduziu-se o conceito de força estática máxima, que deve ser superada para que ocorra deslizamento. Após o deslizamento a força de atrito passa a ser a força de Coulomb. Pode-se ainda considerar o efeito Stribeck que representa a força de atrito de maneira mais realista, porém introduz complexidade ao sistema ao considerar que a força cresce de maneira exponencial.

Os modelos apresentados representam de forma satisfatória a força de atrito quando está ocorrendo deslizamento, porém apresentam limitações quando a velocidade relativa entre os corpos é nula. O modelo de Karnopp tem como objetivo superar essas limitações ao introduzir o conceito de *stick-slip*, “colado-descolado”. Segundo Karnopp, em um intervalo de baixa velocidade relativa, $-\dot{x}_{min} < \dot{x} < +\dot{x}_{min}$, mesmo para velocidades diferentes de zero, o corpo é considerado parado. O equilíbrio entre as forças externas e o atrito gera essa situação de “colado” (*stick*). Apenas quando a resultante das forças externas for maior que a força de atrito estático máximo o corpo

sofrerá deslizamento (*slip*). Esse modelo representa razoavelmente o fenômeno de atrito, porém apresenta problemas quando as forças externas não são conhecidas.

Os modelos dinâmicos foram criados para descrever fenômenos como o ciclo de histerese relacionado a trajetória da velocidade, o movimento *pre-sliding* verificado a nível microscópico, a transição entre o regime estático e o regime cinético. Alguns exemplos são o Modelo de Dahl, o Modelo das Fibras, o Modelo de LuGre.

Além desses modelos, existem estudos específicos para o fenômeno de aderência entre pneu e solo para veículos. Os modelos de Pacejka são os mais utilizados nessa área e apresentam diversas versões. São modelos realistas que necessitam de um número extenso de parâmetros do pneu.

Na modelagem apresentada nesse trabalho serão consideradas as forças de atrito de Coulomb e as forças de atrito viscosa. Além disso, como exposto por Piedbouef, J.C. (2000), uma abordagem para evitar descontinuidades no modelo e amortecer oscilações é usar uma aproximação linear em torno de $\dot{x} = 0$. Assim, para que a simulação computacional ocorra adequadamente é empregado um intervalo de baixa velocidade relativa, $-\dot{x}_{min} < \dot{x} < +\dot{x}_{min}$, onde é realizada essa aproximação linear da força de atrito, como está exposto na figura abaixo:

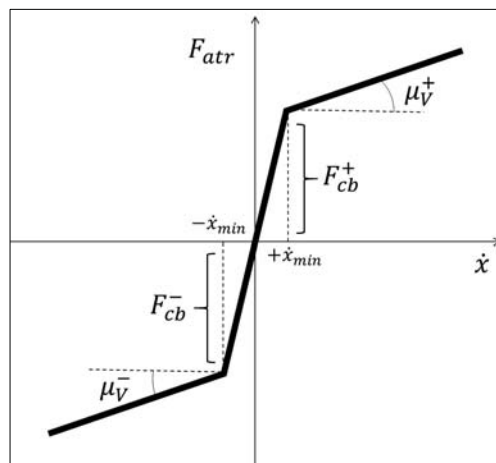


FIG. 3.3 - Atrito de Coulomb com atrito viscoso e aproximação linear

3.2 MODELAGEM DA DINÂMICA DO VTNT

No desenvolvimento do modelo do deslocamento do veículo no plano XY utiliza-se dois referenciais, o referencial fixo X_1Y_1 e o referencial móvel solidário ao veículo X_2Y_2 . Os índices sobrescritos determinam em qual referencial uma variável está escrita.

O veículo é considerado um corpo rígido e as 4 rodas são solidárias ao carro nas posições expostas na figura a seguir. As rodas também são consideradas corpos rígidos com rotação em torno do próprio eixo. Na análise da dinâmica do carro são desconsiderados efeitos da suspensão e conseqüentemente da dinâmica vertical do veículo. Assim o veículo não apresenta rotações em torno do eixo X (*roll*) e em torno do eixo Y (*pitch*) além do deslocamento no eixo Z (*bounce*), restando apenas três graus de liberdade ao veículo: deslocamento em X, deslocamento em Y e rotação em torno de Z (*yaw*).

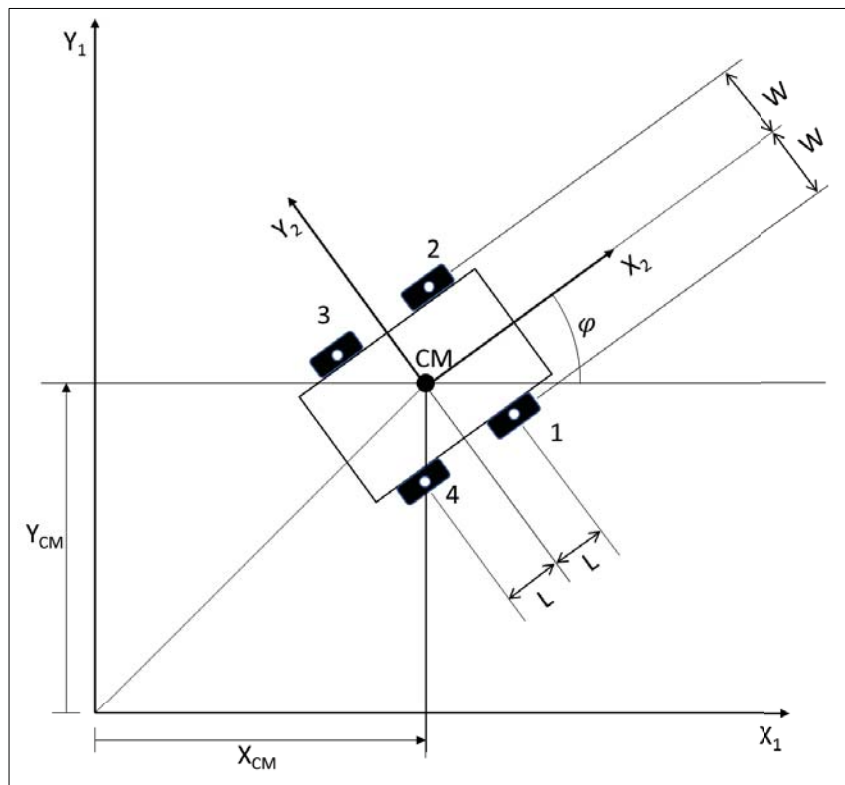


FIG. 3.4 – Referenciais Fixo e Móvel

As matrizes de transformação de coordenadas para o plano XY são definidas abaixo, onde φ parametriza a rotação do veículo no eixo Z:

- Do sistema 1 ($X_1Y_1Z_1$) para o sistema 2 ($X_2Y_2Z_2$):

$${}^2T^1 = \begin{bmatrix} \cos\varphi & \text{sen}\varphi & 0 \\ -\text{sen}\varphi & \cos\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.2.1)$$

- Do sistema 2 ($X_2Y_2Z_2$) para o sistema 1 ($X_1Y_1Z_1$):

$${}^1T^2 = \begin{bmatrix} \cos\varphi & -\text{sen}\varphi & 0 \\ \text{sen}\varphi & \cos\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.2.2)$$

Cada cubo de roda do veículo possui uma velocidade linear no plano $X_1Y_1Z_1$ que pode ser escrita no referencial $X_2Y_2Z_2$ e elas estão representadas na imagem a seguir.

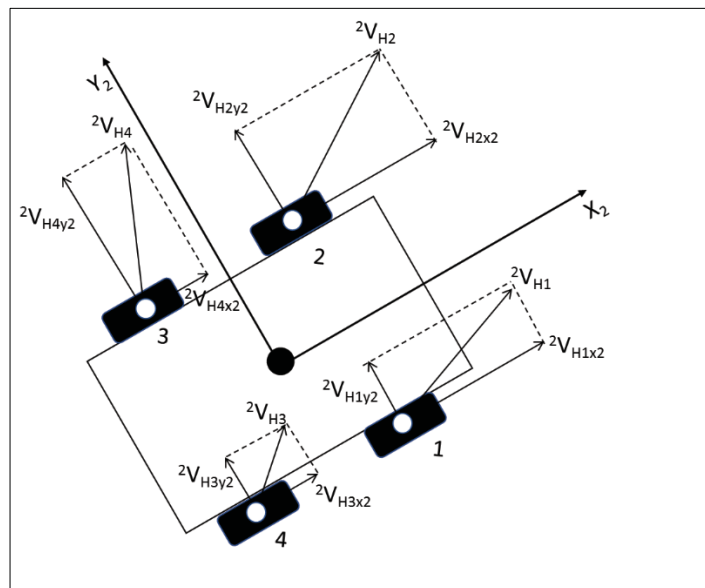


FIG. 3.5 – Velocidades Lineares das Rodas

Assim, define-se a velocidade do cubo da roda 1 no referencial 1 escrita no referencial 2:

$${}^2V_{H1} = \begin{bmatrix} {}^2V_{H1X2} \\ {}^2V_{H1Y2} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.3)$$

De forma análoga, as velocidades das demais rodas são:

$${}^2\mathbf{V}_{H2} = \begin{bmatrix} {}^2V_{H2X2} \\ {}^2V_{H2Y2} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.4)$$

$${}^2\mathbf{V}_{H3} = \begin{bmatrix} {}^2V_{H3X2} \\ {}^2V_{H3Y2} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.5)$$

$${}^2\mathbf{V}_{H4} = \begin{bmatrix} {}^2V_{H4X2} \\ {}^2V_{H4Y2} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.6)$$

Podemos ainda escrever a velocidade do centro de massa do veículo no referencial 1 em coordenadas do referencial 2.

$${}^2\mathbf{V}_{CM} = {}^2T^1 {}^1\mathbf{V}_{CM} \rightarrow \begin{bmatrix} {}^2\dot{X}_{CM} \\ {}^2\dot{Y}_{CM} \\ 0 \end{bmatrix} = {}^2T^1 \begin{bmatrix} {}^1\dot{X}_{CM} \\ {}^1\dot{Y}_{CM} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.7)$$

Além disso a velocidade de rotação do veículo e a posição angular é comum aos dois referenciais, então:

$${}^1\dot{\varphi} = {}^2\dot{\varphi} = \dot{\varphi} \quad (3.2.8)$$

$${}^1\varphi = {}^2\varphi = \varphi \quad (3.2.9)$$

Assim, é possível calcular a velocidade linear de cada roda escrita no segundo referencial, ${}^2\mathbf{V}_{Hi}$. Ela é a combinação da velocidade linear do veículo, ${}^2\mathbf{V}_{CM}$, com a velocidade devido a rotação do veículo em torno do centro de massa, ${}^2\boldsymbol{\omega}_R$. A posição relativa entre cada roda e o centro de massa do veículo é dada pela variável ${}^2\mathbf{R}_{HiCM}$, com $i=1, 2, 3$ e 4 .

$$\begin{aligned} {}^2\mathbf{V}_{H1} &= {}^2\mathbf{V}_{CM} + {}^2\boldsymbol{\omega}_R \times {}^2\mathbf{R}_{H1CM} \rightarrow \\ \rightarrow \begin{bmatrix} {}^2V_{H1X2} \\ {}^2V_{H1Y2} \\ 0 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos\varphi & \sin\varphi & 0 \\ -\sin\varphi & \cos\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}^1\dot{X}_{CM} \\ {}^1\dot{Y}_{CM} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} L \\ -W \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.2.10)$$

$${}^2\mathbf{V}_{H2} = {}^2\mathbf{V}_{CM} + {}^2\boldsymbol{\omega}_R \times {}^2\mathbf{R}_{H2CM} \rightarrow$$

$$\rightarrow \begin{bmatrix} {}^2V_{H2X2} \\ {}^2V_{H2Y2} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi & \sin\varphi & 0 \\ -\sin\varphi & \cos\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}^1\dot{X}_{CM} \\ {}^1\dot{Y}_{CM} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} L \\ W \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.11)$$

$${}^2V_{H3} = {}^2V_{CM} + {}^2\omega_R \times {}^2R_{H3CM} \rightarrow$$

$$\rightarrow \begin{bmatrix} {}^2V_{H3X2} \\ {}^2V_{H3Y2} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi & \sin\varphi & 0 \\ -\sin\varphi & \cos\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}^1\dot{X}_{CM} \\ {}^1\dot{Y}_{CM} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} -L \\ W \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.12)$$

$${}^2V_{H4} = {}^2V_{CM} + {}^2\omega_R \times {}^2R_{H4CM} \rightarrow$$

$$\rightarrow \begin{bmatrix} {}^2V_{H4X2} \\ {}^2V_{H4Y2} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi & \sin\varphi & 0 \\ -\sin\varphi & \cos\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}^1\dot{X}_{CM} \\ {}^1\dot{Y}_{CM} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} -L \\ -W \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.13)$$

As forças que regem o movimento do veículo nessa modelagem são as forças atrito entre o pneu e o solo além dos torques decorrentes dos motores elétricos. Para calcular essas forças é necessário calcular a velocidade de deslizamento do ponto de contato do pneu com o solo e então utilizar o modelo de atrito. O pneu é considerado rígido e, portanto, o contato entre os dois é considerado puntiforme. Assim, as velocidades de deslizamento de cada roda nos pontos de contato entre as rodas e o solo são dadas por:

$${}^2V_{D1} = -{}^2V_{H1} + \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 r \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}^2V_{D1X2} \\ {}^2V_{D1Y2} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.14)$$

$${}^2V_{D2} = -{}^2V_{H2} + \begin{bmatrix} \dot{\theta}_2 r \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}^2V_{D2X2} \\ {}^2V_{D2Y2} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.15)$$

$${}^2V_{D3} = -{}^2V_{H3} + \begin{bmatrix} \dot{\theta}_3 r \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}^2V_{D3X2} \\ {}^2V_{D3Y2} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.16)$$

$${}^2V_{D4} = -{}^2V_{H4} + \begin{bmatrix} \dot{\theta}_4 r \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}^2V_{D4X2} \\ {}^2V_{D4Y2} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.17)$$

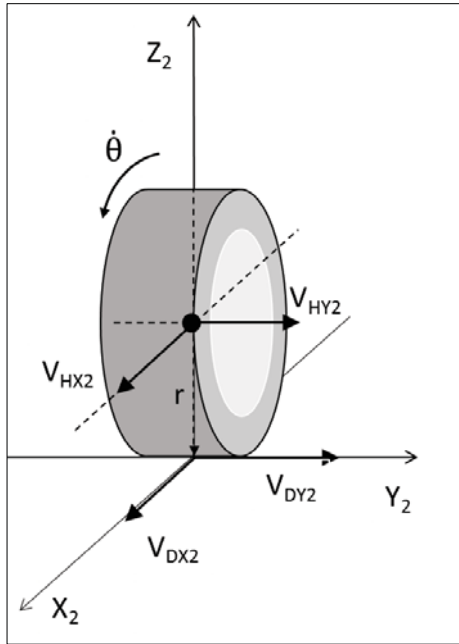


FIG. 3.6 – Velocidade de Deslizamento na roda

Onde, r é o raio de pneu e $\dot{\theta}_i$ é a velocidade angular da roda i entorno do eixo Y_2 .

As forças de atrito atuantes nas rodas são calculadas pelo modelo de atrito apresentado na figura 3.3. Quando $|{}^2V_{Di}| < {}^2V_{min}$, a força de atrito para a roda i é definida pela aproximação linear em torno de $\dot{x} = 0$, resultando na reta:

$${}^2F_i = {}^2F_{atr,i} = {}^2F_{cb,i} \cdot \frac{{}^2V_{Di}}{{}^2V_{min}} = \mu_D \cdot \frac{M \cdot g}{4} \cdot \frac{{}^2V_{Di}}{{}^2V_{min}} \quad (3.2.18)$$

A equação 3.2.18 representa a equação de reta da aproximação linear da força de atrito exposta na figura 3.3.

Quando $|{}^2V_{Di}| > {}^2V_{min}$, a força para a roda i é:

$${}^2F_i = {}^2F_{atr,i} = \mu_D \cdot \frac{M \cdot g}{4} \cdot \text{sign}({}^2V_{Di}) + c_{pneu} \cdot {}^2V_{Di} \quad (3.2.19)$$

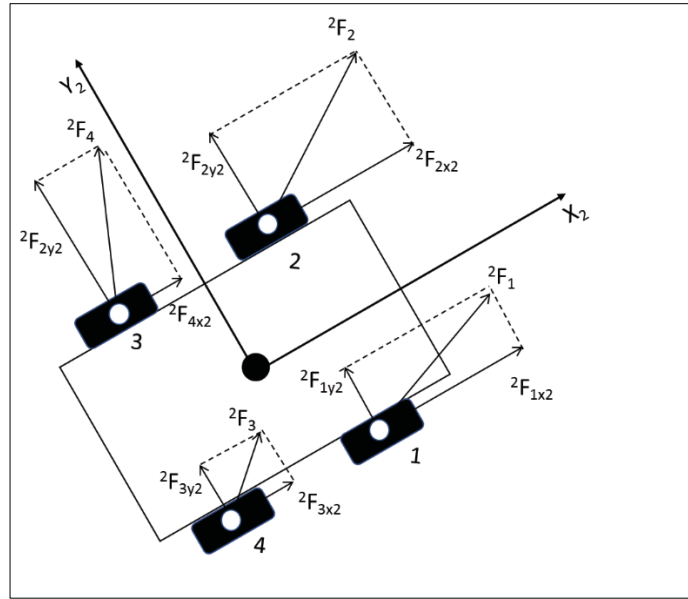


FIG. 3.7 – Forças Horizontais nas Rodas

Neste trabalho, o coeficiente de atrito viscoso entre o pneu e o solo, c_{pneu} , será considerado nulo, resultando apenas no atrito de Coulomb.

Assim a força total e o torque total aplicado ao veículo são calculados. O torque total é o somatório do torque produzido por cada roda em relação ao centro de massa.

$${}^2\mathbf{F}_{total} = \begin{bmatrix} \sum_1^4 F_{iX2} \\ \sum_1^4 F_{iY2} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}^2F_{totalX2} \\ {}^2F_{totalY2} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.20)$$

$${}^2\mathbf{\Gamma}_{total} = \sum_1^4 \mathbf{\Gamma}_{iZ2} = \sum_{i=1}^4 {}^2\mathbf{R}_{HiCM} \times {}^2\mathbf{F}_i = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ {}^2\mathbf{\Gamma}_{totalZ2} \end{bmatrix} \quad (3.2.21)$$

As equações de Newton são escritas no sistema referencial 1 e as equações de Euler do veículo e de cada roda são escritas no sistema referencial 2. Dessa forma o vetor da força total é transformado.

$${}^1\mathbf{F}_{total} = {}^1T^2 {}^2\mathbf{F}_{total} = \begin{bmatrix} {}^1F_{totalX1} \\ {}^1F_{totalY1} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.22)$$

Para construção das equações de movimento definimos as seguintes variáveis:

J – Momento de inércia do veículo em relação ao eixo Z_2 ;

M – Massa do veículo;

c_{eixo} – coeficiente de atrito viscoso no eixo da roda;

J_1, J_2, J_3, J_4 – Momento de inércia de cada roda no eixo Y_2 ;

$\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$ – Ângulo de rotação das rodas.

Finalmente as equações que regem a dinâmica dos corpos são:

$$\text{Dinâmica do veículo} \begin{cases} M \, {}^1\ddot{X}_{CM} = {}^1F_{totalX1} \\ M \, {}^1\ddot{Y}_{CM} = {}^1F_{totalY1} \\ J\ddot{\phi} = {}^2F_{totalZ2} \end{cases} \quad (3.2.23)$$

$$\text{Dinâmica das rodas} \begin{cases} J_1\ddot{\theta}_1 = {}^2F_{roda1} - {}^2F_{1X2} \cdot r - c_{eixo} \cdot \dot{\theta}_1 \\ J_2\ddot{\theta}_2 = {}^2F_{roda2} - {}^2F_{2X2} \cdot r - c_{eixo} \cdot \dot{\theta}_2 \\ J_3\ddot{\theta}_3 = {}^2F_{roda3} - {}^2F_{3X2} \cdot r - c_{eixo} \cdot \dot{\theta}_3 \\ J_4\ddot{\theta}_4 = {}^2F_{roda4} - {}^2F_{4X2} \cdot r - c_{eixo} \cdot \dot{\theta}_4 \end{cases} \quad (3.2.24)$$

3.3 MOTOR DE CORRENTE CONTÍNUA

O veículo possui quatro motores elétricos de corrente contínua idênticos, cada um ligado a uma roda. Todos funcionam de maneira independente e estão conectados ao circuito do controlador. Entre cada motor e o cubo das rodas existem engrenagens reductoras de velocidade, $r_{redução} = 30/1$. Nesse tipo de motor o torque produzido é proporcional à corrente que o atravessa. Para o cálculo desse torque são necessárias as equações:

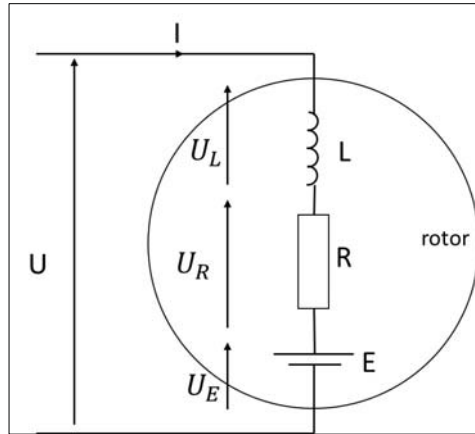


FIG 3.8 – Modelo de um motor elétrico

$$e(t) = K_{bm} \cdot \dot{\theta}_{motor}(t), \text{ com } K_{bm} \text{ em } \text{V} \cdot \text{rad}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3.1)$$

$$\Gamma_{motor}(t) = K_t \cdot i_{motor}(t), \text{ com } K_t \text{ em } \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{A}^{-1} \quad (3.3.2)$$

$$u(t) = e(t) + R \cdot i(t) + L \frac{di(t)}{dt} \quad (3.3.3)$$

$$\dot{\theta}_{motor}(t) = \dot{\theta}_{roda}(t) \cdot r_{redução} \quad (3.3.4)$$

onde:

$e(t)$ – Força contra eletromotriz;

K_{bm} – Constante de força contra eletromotriz;

$\dot{\theta}_{motor}(t)$ – Velocidade angular do eixo do motor;

$\Gamma_{motor}(t)$ – Torque eletromotriz;

K_t – Constante de torque do motor;

$i_{motor}(t)$ – Corrente elétrica do motor;

$u(t)$ – Diferença de potencial do motor;

R_{motor} – Resistência da armadura;

L_{motor} – Indutância da armadura;

$\dot{\theta}_{roda}(t)$ – Velocidade angular da roda.

A derivada temporal da corrente $\frac{di(t)}{dt}$ é definida a partir das equações (3.3.1), (3.3.2) e (3.3.3).

$$\frac{di(t)}{dt} = \frac{u(t) - e(t) - R_{motor} \cdot i(t)}{L_{motor}} \quad (3.3.5)$$

Gera-se o conjunto de equações:

$$\begin{cases} \frac{di_1(t)}{dt} = \frac{u_1(t) - K_{bm} \cdot \dot{\theta}_{motor\ 1}(t) - R_{motor} \cdot i_1(t)}{L_{motor}} \\ \frac{di_2(t)}{dt} = \frac{u_2(t) - K_{bm} \cdot \dot{\theta}_{motor\ 2}(t) - R_{motor} \cdot i_2(t)}{L_{motor}} \\ \frac{di_3(t)}{dt} = \frac{u_3(t) - K_{bm} \cdot \dot{\theta}_{motor\ 3}(t) - R_{motor} \cdot i_3(t)}{L_{motor}} \\ \frac{di_4(t)}{dt} = \frac{u_4(t) - K_{bm} \cdot \dot{\theta}_{motor\ 4}(t) - R_{motor} \cdot i_4(t)}{L_{motor}} \end{cases} \quad (3.3.6)$$

Deve ser considerado um atrito viscoso no motor com um coeficiente de atrito viscoso C_m . Assim os torques em cada motor são calculados.

$$\begin{cases} \Gamma_{motor\ 1}(t) = K_t \cdot i_{motor\ 1}(t) - C_m \cdot \dot{\theta}_{roda\ 1}(t) \cdot r_{redução} \\ \Gamma_{motor\ 2}(t) = K_t \cdot i_{motor\ 2}(t) - C_m \cdot \dot{\theta}_{roda\ 2}(t) \cdot r_{redução} \\ \Gamma_{motor\ 3}(t) = K_t \cdot i_{motor\ 3}(t) - C_m \cdot \dot{\theta}_{roda\ 3}(t) \cdot r_{redução} \\ \Gamma_{motor\ 4}(t) = K_t \cdot i_{motor\ 4}(t) - C_m \cdot \dot{\theta}_{roda\ 4}(t) \cdot r_{redução} \end{cases} \quad (3.3.7)$$

Como há a redução, o torque na roda será maior que o torque do motor:

$$\Gamma_{roda} = \Gamma_{motor} \cdot r_{redução} \quad (3.3.8)$$

Finalmente é possível escrever todas as equações que regem o modelo. Dos conjuntos de equação (3.2.22), (3.2.23), (3.3.6) e (3.3.7) e da equação (3.3.8) temos:

$$\left\{ \begin{array}{l}
M \mathbf{1}\ddot{\mathbf{X}}_{CM} = \mathbf{1}\mathbf{F}_{totalX1} \\
M \mathbf{1}\ddot{\mathbf{Y}}_{CM} = \mathbf{1}\mathbf{F}_{totalY1} \\
J\ddot{\phi} = \mathbf{2}\Gamma_{totalZ2} \\
J_1\ddot{\theta}_1 = \mathbf{2}\Gamma_{roda1} - \mathbf{2}\mathbf{F}_{1X2} \cdot r - c_{roda} \cdot \dot{\theta}_1 \\
J_2\ddot{\theta}_2 = \mathbf{2}\Gamma_{roda2} - \mathbf{2}\mathbf{F}_{2X2} \cdot r - c_{roda} \cdot \dot{\theta}_2 \\
J_3\ddot{\theta}_3 = \mathbf{2}\Gamma_{roda3} - \mathbf{2}\mathbf{F}_{3X2} \cdot r - c_{roda} \cdot \dot{\theta}_3 \\
J_4\ddot{\theta}_4 = \mathbf{2}\Gamma_{roda4} - \mathbf{2}\mathbf{F}_{4X2} \cdot r - c_{roda} \cdot \dot{\theta}_4 \\
\frac{di_1(t)}{dt} = \frac{u_1(t) - K_{bm} \cdot \dot{\theta}_{motor\ 1}(t) - R_{motor} \cdot i_1(t)}{L_{motor}} \\
\frac{di_2(t)}{dt} = \frac{u_2(t) - K_{bm} \cdot \dot{\theta}_{motor\ 2}(t) - R_{motor} \cdot i_2(t)}{L_{motor}} \\
\frac{di_3(t)}{dt} = \frac{u_3(t) - K_{bm} \cdot \dot{\theta}_{motor\ 3}(t) - R_{motor} \cdot i_3(t)}{L_{motor}} \\
\frac{di_4(t)}{dt} = \frac{u_4(t) - K_{bm} \cdot \dot{\theta}_{motor\ 4}(t) - R_{motor} \cdot i_4(t)}{L_{motor}} \\
\Gamma_{motor\ 1}(t) = K_t \cdot i_{motor\ 1}(t) - C_m \cdot \dot{\theta}_{roda\ 1}(t) \cdot r_{redução} \\
\Gamma_{motor\ 2}(t) = K_t \cdot i_{motor\ 2}(t) - C_m \cdot \dot{\theta}_{roda\ 2}(t) \cdot r_{redução} \\
\Gamma_{motor\ 3}(t) = K_t \cdot i_{motor\ 3}(t) - C_m \cdot \dot{\theta}_{roda\ 3}(t) \cdot r_{redução} \\
\Gamma_{motor\ 4}(t) = K_t \cdot i_{motor\ 4}(t) - C_m \cdot \dot{\theta}_{roda\ 4}(t) \cdot r_{redução} \\
\Gamma_{roda} = \Gamma_{motor} \cdot r_{redução}
\end{array} \right.$$

3.4 TRAJETÓRIA ESTIMADA

Um dos objetivos do trabalho é modelar um controlador para que o veículo possa acompanhar de forma autônoma uma trajetória desejada pré-definida. Para que isso seja possível, se faz necessário o conhecimento da posição, orientação e velocidade real do veículo em cada instante para que esses dados possam ser comparados com os dados da trajetória desejada e assim o controlador aja sobre os atuadores do veículo.

A aquisição das informações mandatórias ao cálculo da trajetória estimada é feita por meio de sensores embarcados. Existem algumas possibilidades como o uso de encoders, GPS, câmeras, sensores infravermelhos e sensores inerciais. Neste trabalho, um sistema de navegação inercial (INS) composto por um acelerômetro, um giroscópio e um magnetômetro é modelado para simular tais sensores. Esse tipo de sistema é usado por ser capaz de gerar resultados precisos e de maneira intuitiva.

Encoders se mostraram pouco eficientes neste tipo de sistema como concluído por Deville (2017). Calcular o estado do veículo a partir das velocidades de rotação das rodas pode gerar erros pois para isso é considerado rolamento puro das rodas, o que não é correto pois na modelagem considera-se deslizamento longitudinal das mesmas. Com o sistema de GPS é possível gerar trajetórias diretas com precisão e acurácia. Porém, a construção de uma rede de transmissão de dados desviaria o foco do projeto em questão. Dessa forma, escolheu-se usar um INS, que fornece a aceleração e orientação do veículo de maneira direta e simples.

3.4.1 SENSORES INERCIAIS

Sensores inerciais são dispositivos capazes de medir aceleração e velocidade angular. São utilizados quando deseja-se analisar o movimento de um corpo. Os sensores inerciais mais utilizados são o acelerômetro e o giroscópio. Podem apresentar diversas configurações dependendo das características de cada sensor, variando, por exemplo, no número de eixos, precisão, repetibilidade e taxa de captação de dados.

Um acelerômetro é um sensor que mede a aceleração em relação ao seu próprio referencial inercial. Essa aceleração não é a mesma aceleração relativa a um sistema de coordenadas fixo. Por exemplo, um acelerômetro em repouso sobre a superfície da Terra irá medir uma aceleração de aproximadamente $9,81 \text{ m/s}^2$, enquanto em queda livre acusará aceleração nula.

Os acelerômetros podem ser uniaxiais, biaxiais ou triaxiais dependendo do número de eixos que são medidas as acelerações. Além disso, existem diversos tipos de acelerômetros que utilizam diferentes tipos de efeitos para medir a aceleração. Os principais e mais usados são:

- Piezoelétrico: baseado no efeito piezoelétrico. Presa a um cristal piezoelétrico está uma massa que ao sofrer uma aceleração, desloca-se, gerando uma deformação no cristal provando um sinal elétrico;
- Piezorresistivo: a aceleração é medida a partir da variação de resistência de um cristal quando deformado;

- Capacitivo: é composto por uma placa móvel e uma placa fixa formando um capacitor. Quando a placa móvel sofre um deslocamento, a capacitância do capacitor é alterada gerando uma diferença de tensão.

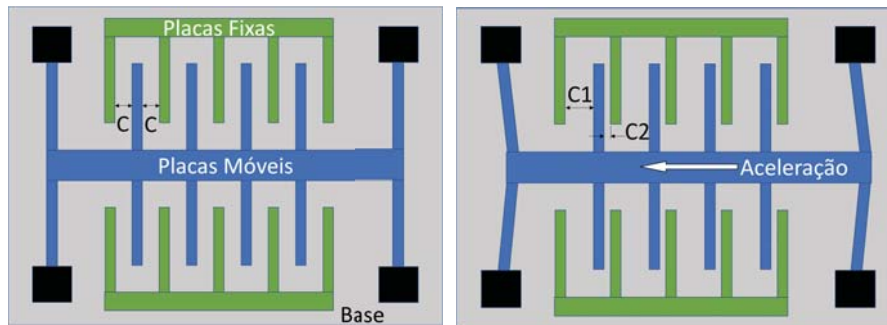


FIG 3.9 – Princípio de funcionamento de um acelerômetro capacitivo

Giroscópios são mecanismos que se baseiam no princípio da conservação do momento angular, sendo capazes de medir a orientação de um objeto. Os giroscópios clássicos possuem um disco rotor no qual seu eixo de rotação pode assumir qualquer orientação. Quando o disco está girando a orientação de seu eixo não é afetada pela inclinação ou vibração da sua base.

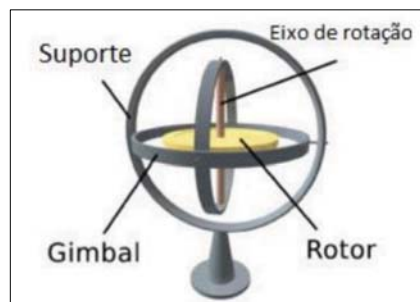


FIG 3.10 – Giroscópio clássico (imagem de www.dicts.info)

Existem também giroscópios baseados em outros princípios de operação como os sistemas microeletromecânicos, MEMS (Microelectromechanical systems) e giroscópios de fibra óptica. O giroscópio do tipo MEMS possui funcionamento semelhante ao acelerômetro capacitivo, no entanto, o deslocamento das placas móveis

se dá devido a rotação do giroscópio. Assim o sinal de saída do giroscópio fornece a taxa ou velocidade angular em até três eixos.

Assim como qualquer outro sensor, os sensores inerciais estão sujeitos a uma série de erros. Os erros provenientes do giroscópio afetaram diretamente a obtenção da atitude do corpo. Os erros no acelerômetro comprometem diretamente a estimativa da posição do veículo. Segundo Mori (2013), os principais erros nas medições dos sensores inerciais e suas características são:

- Erro de *Bias* ou Erro de Tendência: o *bias* de um sensor pode ser caracterizado pela média de sua leitura de saída quando ele não está submetido a nenhuma condição, ou seja, quando o valor medido deveria ser nulo.
- Passeio Aleatório: descreve o erro que irá acontecer devido à integração da parcela de ruído aleatório presente nos sinais dos sensores inerciais.
- Erro de Quantização: erro devido a diferença de tempo entre a amostra do sinal estar disponível para a aplicação e ele ter sido realmente lida dos sensores, o que pode levar a aparição de um ruído branco na leitura.
- Erro da Temperatura: a temperatura ambiente aliada ao próprio calor do dispositivo induz a erros de bias, que fazem com que as leituras dos sensores acumulem erros.
- Erro de Calibração: se refere a erros de escala, alinhamento e linearidade dos sensores que tendem a produzir erro de bias.

3.4.2 MAGNETÔMETRO

Magnetômetros são dispositivos que medem campos magnéticos. Existem dois tipos de medidas: escalares e vetoriais. Os magnetômetros escalares são capazes de medir apenas a magnitude do campo magnético enquanto que os vetoriais fornecem também a direção e sentido. Podem possuir um, dois ou três eixos de medição sendo dois o mínimo para se calcular a direção do norte magnético da Terra. Em sistemas que apresentam rolagem, arfagem e guinada se faz necessário o uso de magnetômetros com três eixos para que seja possível corrigir efeitos das inclinações do sistema.

3.4.3 SENSORIAMENTO

Na modelagem e nas simulações presentes neste trabalho é considerado o sensor 3DM-CV5-25 da empresa LORD MicroStrain. Esse dispositivo é composto por um acelerômetro triaxial, um giroscópio triaxial e um magnetômetro também triaxial. É recomendado para aplicações em navegação de veículos não tripulados, estabilização de plataformas e horizontes artificiais.

Além de fornecer os dados diretos dos três sensores que o compõe, este dispositivo ainda é capaz de calcular internamente e fornecer como saída estimativas dinâmicas da atitude do corpo. Esse pré-tratamento de dados é feito através de um processador integrado aos sensores utilizando um Filtro Kalman Estendido. Assim, deste sensor são extraídas medidas para a aceleração linear do veículo no referencial do veículo e para a orientação do veículo no referencial fixo.



FIG 3.11 – Sensor LORD MicroStrain 3DM-CV5-25 (imagem de www.microstrain.com)

Todas as especificações do sensor estão expostas em seu *datasheet*, anexo ao trabalho. As principais informações e que serão utilizadas nas simulações são a frequência do sinal de saída e a resolução das medidas da aceleração e da orientação do veículo. Para ambos a taxa do sinal de saída do sensor é 500 Hz. O acelerômetro possui resolução de $\pm 0,004g$, e a resolução da atitude do veículo é de $\pm 0,05^\circ$.

3.4.4 CÁLCULO DA TRAJETÓRIA ESTIMADA

O cálculo da trajetória estimada é feito com base nas informações provenientes dos sensores. Neste trabalho, como foi exposto, os sensores fornecem as acelerações do veículo nos eixos x e y do referencial do veículo, ${}^2\ddot{X}_{CM,MED}$ e ${}^2\ddot{Y}_{CM,MED}$, e a

orientação, ou ângulo de *yaw*, do veículo no referencial fixo, φ_{MED} . Estes valores possuem erros provocados pelas resoluções dos sensores. Tais erros são introduzidos no modelo de acordo com as equações a seguir:

$${}^2\ddot{\mathbf{X}}_{CM,MED} = {}^2\ddot{\mathbf{X}}_{CM,SIMULAÇÃO} + \delta_{acelerômetro} \quad (3.4.1)$$

$${}^2\ddot{\mathbf{Y}}_{CM,MED} = {}^2\ddot{\mathbf{Y}}_{CM,SIMULAÇÃO} + \delta_{acelerômetro} \quad (3.4.2)$$

$$\varphi_{MED} = \varphi_{SIMULAÇÃO} + \delta_{atitude} \quad (3.4.3)$$

Onde ${}^2\ddot{\mathbf{X}}_{CM,SIMULAÇÃO}$, ${}^2\ddot{\mathbf{Y}}_{CM,SIMULAÇÃO}$ e $\varphi_{SIMULAÇÃO}$ representam a aceleração em *x*, a aceleração em *y* e o ângulo de *yaw* simulados do veículo. Os termos $\delta_{acelerômetro}$ e $\delta_{atitude}$ são os erros do acelerômetro e da atitude respectivamente. O valor de $\delta_{acelerômetro}$ pode ser $-0,004g$, 0 ou $+0,004g$ e é escolhido de forma randômica a partir de uma distribuição uniforme. O valor de $\delta_{atitude}$ pode ser $-0,05^\circ$, 0 ou $+0,05^\circ$ sendo escolhido de forma análoga ao erro do acelerômetro.

Primeiramente deve-se transformar as acelerações no referencial 2 para o referencial 1 através da matriz de transformação de coordenadas. O ângulo de *yaw* medido é mesmo nos dois referenciais.

$${}^1T^2 = \begin{bmatrix} \cos(\varphi_{MED}) & -\text{sen}(\varphi_{MED}) & 0 \\ \text{sen}(\varphi_{MED}) & \cos(\varphi_{MED}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.4.4)$$

$$\rightarrow {}^1\dot{\mathbf{V}}_{CM,EST} = {}^1T^2 {}^2\dot{\mathbf{V}}_{CM,MED} \rightarrow \begin{bmatrix} {}^1\ddot{\mathbf{X}}_{CM,EST} \\ {}^1\ddot{\mathbf{Y}}_{CM,EST} \\ 0 \end{bmatrix} = {}^1T^2 \begin{bmatrix} {}^2\ddot{\mathbf{X}}_{CM,MED} \\ {}^2\ddot{\mathbf{Y}}_{CM,MED} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.4.5)$$

Onde, ${}^2\ddot{\mathbf{X}}_{CM,MED}$ é a aceleração do centro de massa no eixo *x* medida no referencial 2 e ${}^1\ddot{\mathbf{X}}_{CM,EST}$ é a aceleração do centro de massa no eixo *x* estimada escrita no referencial 1.

As acelerações escritas no referencial 1 devem ser integradas uma vez para se encontrar as velocidades e duas vezes para se encontrar a posição do veículo. A integração é feita através do Método Euler.

O Método de Euler, ou método da reta da reta tangente, emprega a ideia de que uma reta tangente pode ser usada para aproximar os valores de uma função em uma pequena vizinhança do ponto de tangência. Na solução da trajetória estimada será usada

condição inicial, tanto da velocidade quanto da posição, nula. O passo utilizado na integração será o inverso da frequência de aquisição de dados do sensor, 500Hz. Assim, $\Delta t = 0.002$ s.

Sejam ${}^1V_{CM,EST_i}$, ${}^1\dot{V}_{CM,EST_i}$, respectivamente a velocidade e aceleração estimada do veículo no instante t_i . Podemos escrever as velocidades no instante t_{i+1} como sendo

$${}^1V_{CM,EST_{(i+1)}} = {}^1V_{CM,EST_i} + {}^1\dot{V}_{CM,EST_i} \cdot \Delta t \quad (3.4.6)$$

De forma análoga realiza-se o método mais uma vez para calcular a integral da velocidade e encontrar a posição estimada do centro de massa do veículo.

$$\begin{bmatrix} {}^1X_{CM,EST_{(i+1)}} \\ {}^1Y_{CM,EST_{(i+1)}} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}^2X_{CM,EST_i} \\ {}^2Y_{CM,EST_i} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} {}^2\dot{X}_{CM,EST_i} \\ {}^2\dot{Y}_{CM,EST_i} \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \Delta t \quad (3.4.7)$$

Com a equação 3.4.7 é possível traçar a trajetória estimada do veículo.

3.5 CONTROLE FUZZY OU NEBULOSO

Veículos autônomos, ao perderem a influência direto do homem como motorista, passam a precisar de um sistema de controle capaz de garantir que o veículo siga uma trajetória desejada ou seja capaz de desviar de obstáculos na busca de um ponto objetivo.

O ser humano é capaz de interpretar informações provenientes do ambiente mesmo que estas estejam imprecisas e incompletas. A teoria de conjunto difuso permite, através de um cálculo sistemático, lidar com essas informações qualitativas de forma numérica.

O Controle Nebuloso é conceitualmente simples e permite uma grande complexibilidade dos processos, garantindo também maior estabilidade e robustez (Gomide, 1994). Porém, diferentemente da estratégia de controle clássico, onde o controle é feito ponto a ponto, o controle por lógica difusa é feito intervalo a ponto ou

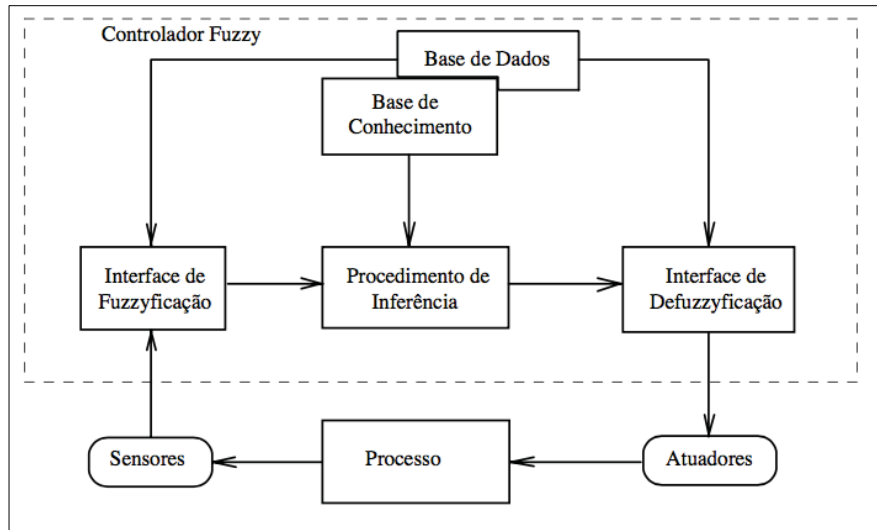
intervalo a intervalo. Isso porque a saída é derivada da fuzzyficação tanto das entradas quanto da saída usando funções de pertinência (Bai & Wang, 2006).

Existem três sistemas de inferência difusa principais: tipo Mamdani, tipo Sugeno e tipo Tsukamoto, que são classificados de acordo com as características gerais do seu método de tomada de decisões. O primeiro grupo, que abrange os controladores Mamdani, é baseado em operadores lógicos e implicações condicionais *fuzzy*, enquanto que o segundo grupo, composto pelos tipos Sugeno e Tsukamoto, dispensam tais conceitos, podem também ser denominados por controle nebuloso paramétrico.

Para o presente Projeto de Final de Curso, tanto o tipo Mamdani quanto o tipo Sugeno-Tsukamoto são apresentados, sendo os dois tipos compostos de três etapas auxiliadas por uma base de dados:

1. A Fuzzyficação é a transformação das entradas exatas medidas através de sensores para o domínio difuso, atribuindo valores de pertinência a cada uma delas. Isto é uma etapa de pré-processamento dos sinais de entrada, pois reduz o número de valores a ser processado, levando a um menor esforço computacional.
2. O processo de interferência é regido pelas implicações lógicas das regras da base de conhecimento relacionando as entradas com as saídas.
3. O processo de defuzzyficação usa diferentes métodos para calcular cada saída associada e apresentá-la com significado físico pertinente ao processo.
4. A base do conhecimento ou base de dados apresenta o modelo a ser controlado, sendo composta por informações importantes a cada uma das etapas de controle. Apresenta as funções de pertinência que vão incorporar a entrada exata ao conjunto difuso das entradas, as regras de inferência que vão relacionar o conjunto difuso das entradas ao conjunto difuso das saídas e, as funções de pertinência das saídas que vão permitir uma transformação das saídas para valores exatos.

A figura 3.12 apresenta uma representação simplificada do diagrama de blocos de um sistema, detalhando as partes presentes no bloco do controlador.



**FIG 3.12 – Esquema do processo de controle *Fuzzy*.
Fonte: Gomide (1994)**

O controle difuso é, portanto, um processo que intercala duas etapas nítidas, fuzzyficação e defuzzyficação, com uma etapa nebulosa, procedimento de Inferência, onde a entrada e a saída são variáveis exatas, mas o processo intermediário é de inferência difusa.

A figura 3.13 a seguir esquematiza esse processo, apresentando os dois níveis do controlador – numérico e linguístico. O nível linguístico é composto pelas variáveis linguísticas, apresentadas nas seções posteriores, que são palavras ou sentenças que atribuem valor ao conjunto *fuzzy*.

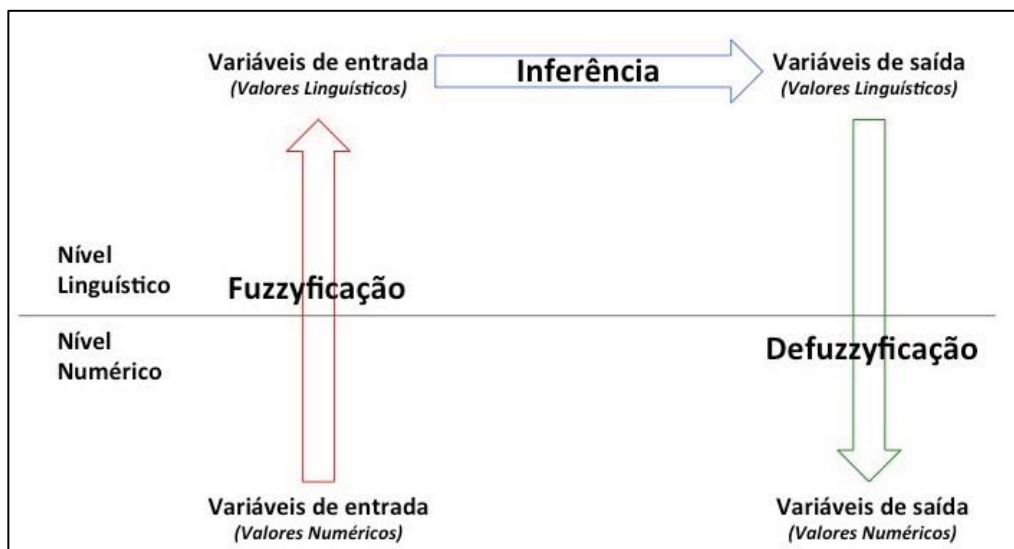


FIG 3.13 – Etapas do controle.

3.5.1 CONJUNTO DIFUSO

Segundo o livro do Wang de 2006, sobre Tecnologias Avançadas de Lógica *Fuzzy* em aplicações industriais, o conceito do conjunto difuso é uma extensão do conceito de conjunto clássico que é um conjunto nítido com fronteira bem definida. Por exemplo, um conjunto clássico A de números reais maiores que 6 pode ser expresso por:

$$A = \{x|x > 6\} \quad (3.5.1)$$

A fronteira 6 (seis) é bem definida, de forma que se, e somente se, os valores de x forem maiores que esse valor, então x pertence ao conjunto A . O conjunto pode, então, ser mapeado através de uma função com dois elementos, 0 ou 1. Um número x pertence totalmente ao conjunto A ($\mu_A = 1$) ou não pertence ($\mu_A = 0$), sendo assim uma categorização binária não ambígua.

Em contrapartida, um conjunto difuso é um conjunto que não apresenta um limite bem definido. A transição de “pertence” para “não pertence” ao conjunto é gradual e suave, sendo caracterizada por funções de associação que conferem flexibilidade aos conjuntos difusos, possibilitando modelar expressões linguísticas, como “temperatura baixa” ou “temperatura alta”.

A função de caracterização do conjunto *fuzzy* apresenta valores de 0 a 1, permitindo que um membro pertença a um conjunto de forma parcial. Tomando como exemplo o caso de temperatura do livro fonte, pode-se categorizar a temperatura em três conjuntos do ponto de vista clássico – BAIXA (0 ~ 30 °C), MÉDIA (30 ~ 70 °C) e ALTA (70 ~ 120 °C).

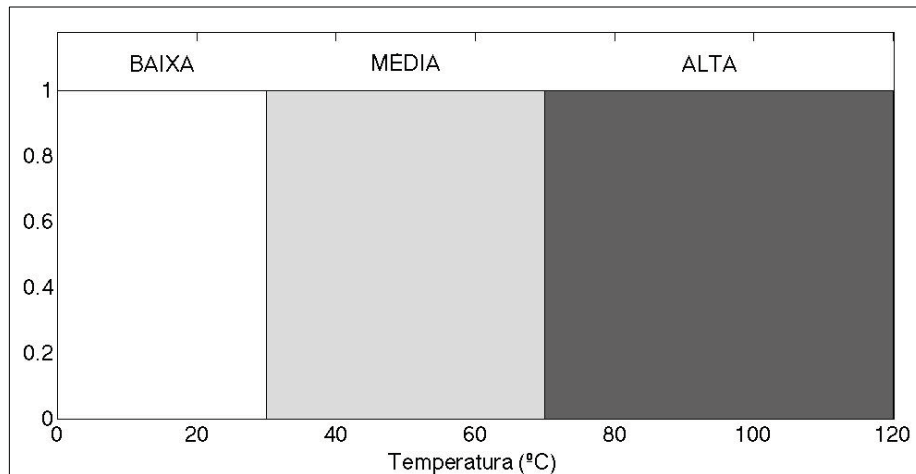


FIG 3.14 – Representação de conjunto clássico

Na teoria clássica, um objeto só pode ser categorizado em um único subconjunto e a fronteira de cada subconjunto é muito bem definida. Porém, como mostrado na figura 3.15, na teoria de conjunto difuso, as fronteiras se tornam inexatas e o objeto pode ser classificado em dois ou mais subconjuntos simultaneamente.

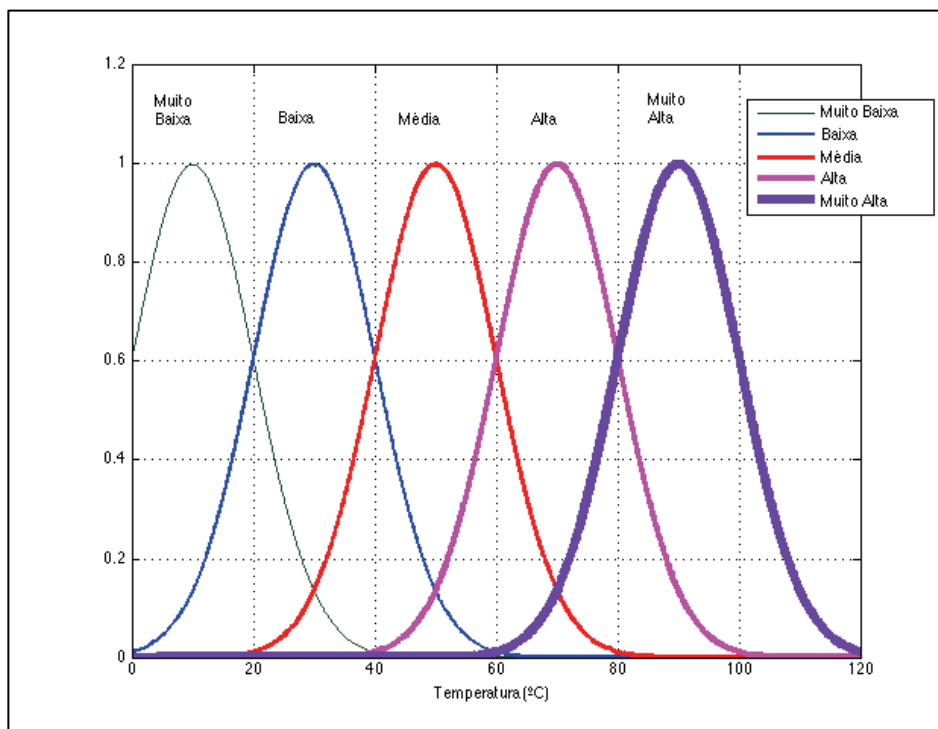


FIG 3.15 – Representação de conjunto difuso

Conjuntos difusos contém elementos com diferentes graus de pertinência, contrastando com o conjunto clássico, onde os elementos podem pertencer a um conjunto completamente ou, não pertencer. Assumindo, então, um conjunto *fuzzy* A e um elemento x que pertence a esse conjunto:

$$\mu_A(x) \in [0,1] \quad (A = (x, \mu_A(x)|x \in X) \quad (3.5.2)$$

Onde μ_A é a função de pertinência (MF – *membership function*) para o conjunto difuso. A MF mapeia cada elemento x a um valor de pertinência entre 0 e 1. E onde X é o universo que pode ser contínuo ou discreto.

3.5.2 FUNÇÃO DE PERTINÊNCIA (MF)

Um conjunto difuso é completamente parametrizado pela função de pertinência e, como normalmente o universo usado é o universo contínuo dos números reais, as MFs passam a ser funções contínuas em formulação matemática. Dentre outras presentes na literatura, as mais simples e aplicáveis são a triangular e a trapezoidal.

A função de pertinência triangular é definida:

$$f(x; a, b, c) = \begin{cases} 0, & x < a \\ \frac{x-a}{b-a}, & a \leq x \leq b \\ \frac{c-x}{c-b}, & b \leq x \leq c \\ 0, & c \leq x \end{cases} \quad (3.5.3)$$

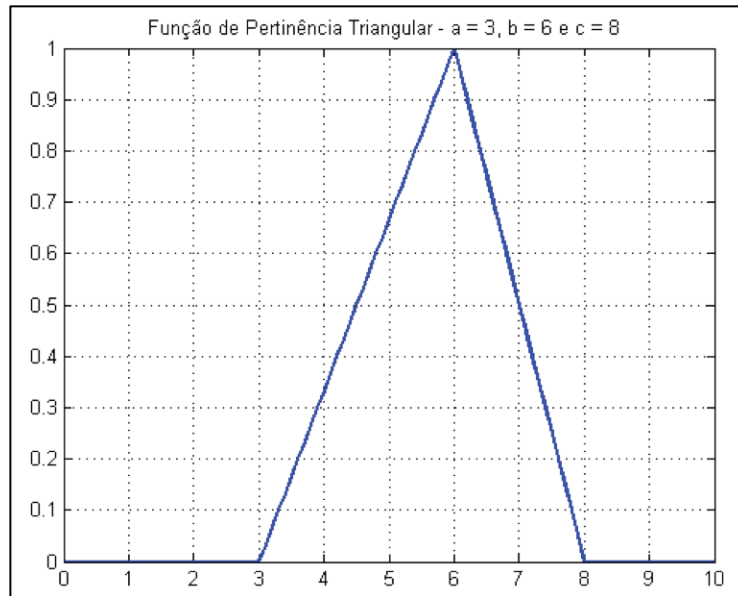


FIG 3.16 – Função de pertinência triangular com $a = 3$, $b = 6$ e $c = 8$.

A função de pertinência trapezoidal é definida:

$$f(x; a, b, c, d) = \begin{cases} 0, & x \leq a \\ \frac{x-a}{b-a}, & a \leq x \leq b \\ 1, & b \leq x \leq c \\ \frac{d-x}{d-c}, & c \leq x \leq d \\ 0, & d \leq x \end{cases} \quad (3.5.4)$$

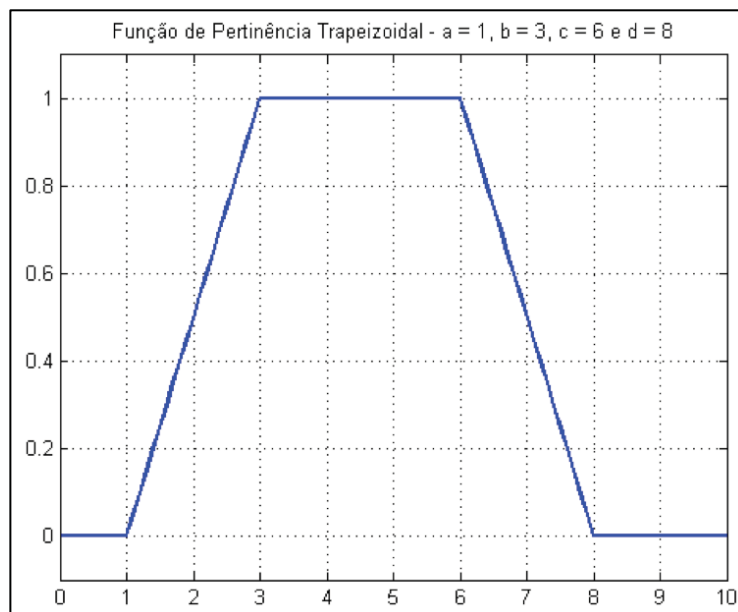


FIG 3.17 – Função de pertinência trapezoidal com $a = 1$, $b = 3$, $c = 6$ e $d = 8$.

A função de pertinência impulso – *singleton* – é definida:

$$f(x; a) = \begin{cases} 0, & x \neq a \\ 1, & x = a \end{cases} \quad (3.5.5)$$

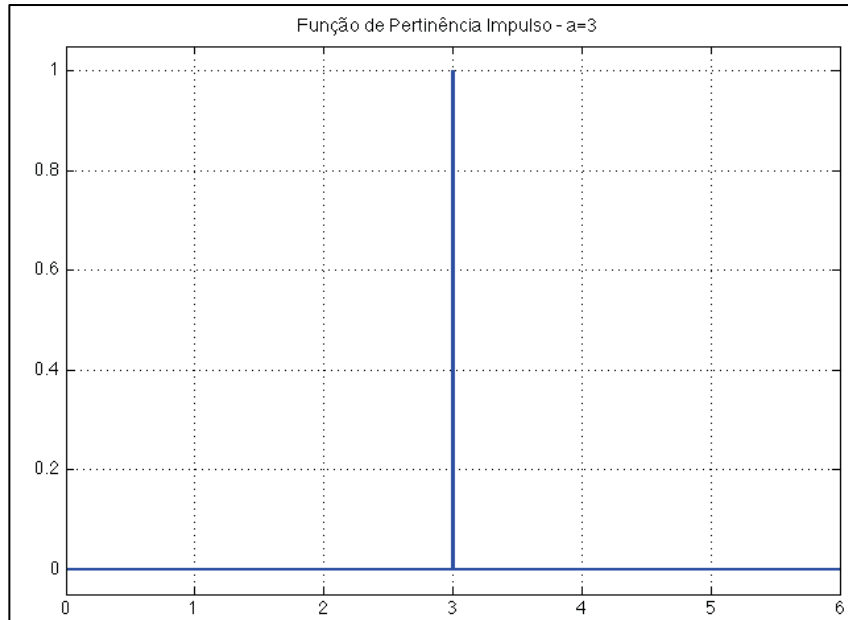


FIG 3.18 – Função de pertinência impulso com a = 3.

3.5.3 TRAJETÓRIA DESEJADA

A trajetória desejada é o caminho almejado para o veículo, sendo definida pelo operador através de diversos pontos de referência que devem ser seguidos em sequência. A troca do ponto que está sendo buscado para o seguinte é dada quando o carro atinge as proximidades de tal ponto de referência com um raio de aceitação de 5 cm ao em torno desse ponto.

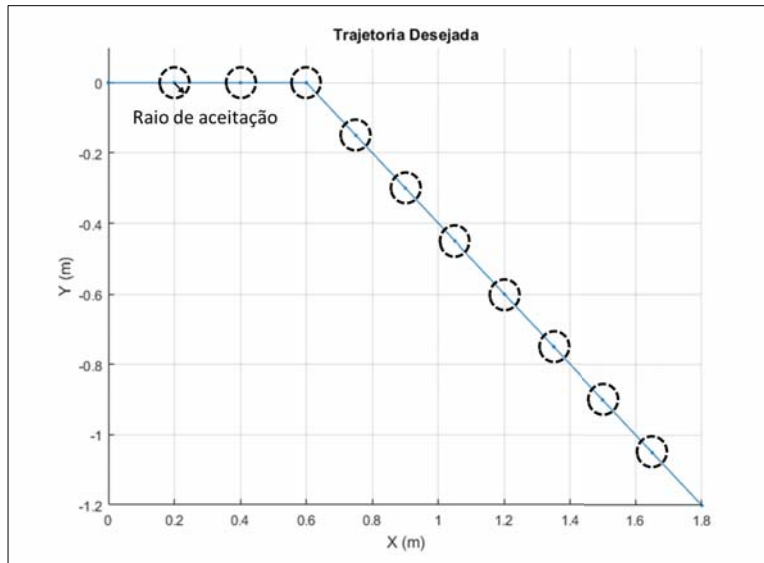


FIG 3.19 – Exemplo de trajetória desejada

3.5.4 SISTEMA DE CONTROLE

O controlador de lógica *fuzzy* usado neste trabalho apresenta duas entradas: o erro na posição e o erro no ângulo do veículo em relação a trajetória, e duas saídas: tensões nos motores das rodas da direita e tensões nos motores das rodas da esquerda.

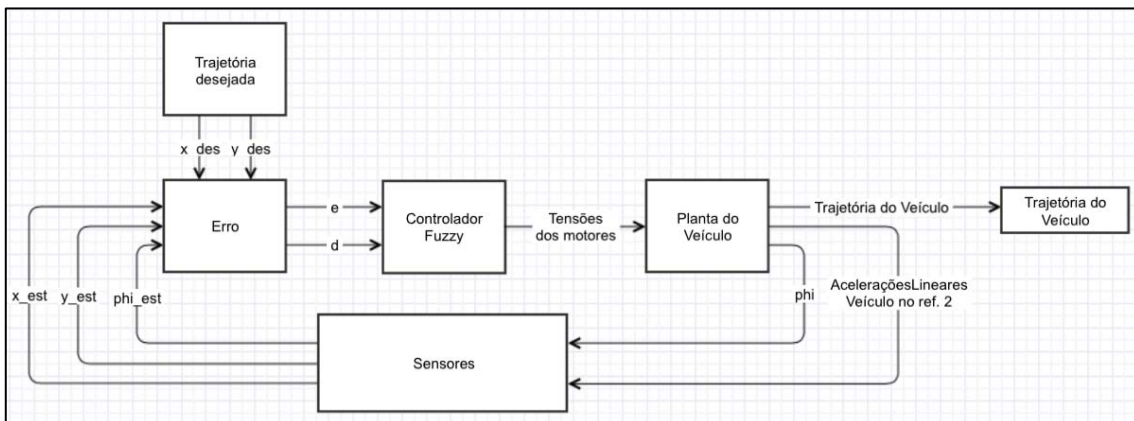


FIG 3.20 – Diagrama de blocos do controle

O erro de distância é definido como a distância entre o centro geométrico do carro e um ponto de referência da trajetória desejada.

$$d = \sqrt{(x_{desejado} - x_{carro})^2 + (y_{desejado} - y_{carro})^2} \quad (3.5.6)$$

O erro de ângulo é definido como o ângulo que o carro deve girar para que ele fique apontado para um ponto de referência da trajetória desejada.

$$e = \text{atan} \left(\frac{y_{desejado} - y_{carro}}{x_{desejado} - x_{carro}} \right) - \varphi \quad (3.5.7)$$

Onde φ é o ângulo de *yaw* do carro.

Para solucionar o problema gerado para os casos onde $|x_{desejado} - x_{carro}|$ tende a zero, é utilizado, para cálculo do arco tangente a função *atan2* do MATLAB cujas entradas são as diferenças $y_{desejado} - y_{carro}$ e $x_{desejado} - x_{carro}$. Essa função avalia as diferenças antes de realizar a razão entre elas, além de possuir um domínio que abrange os quatro quadrantes do círculo trigonométrico.

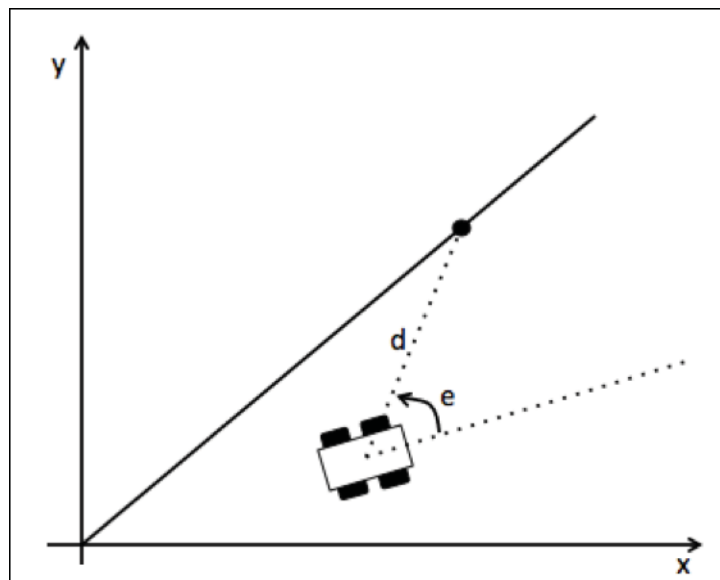


FIG 3.21 – Veículo no espaço cartesiano

O controlador transforma essas entradas em forma de erro em comando de saída de tensão através de 3 (três) etapas que para cada tipo estudado apresentam parâmetros diferentes.

3.5.5 CONTROLADOR TIPO MAMDANI

Este controlador, baseado no trabalho de Mamdani publicado em 1973, é implementado mediante a definição de operadores lógicos para o processamento das implicações condicionais *fuzzy*.

3.5.5.1 FUZZYFICAÇÃO

Nessa etapa, as entradas exatas, medidas na forma de erro, são transformadas para o domínio difuso através das variáveis linguísticas, atribuindo a elas um grau de pertinência.

Os graus de pertinência, em relação a cada subconjunto difuso definido, atribuídos às entradas e às saídas dependem das funções de pertinência. O universo da função do erro no ângulo de orientação e abrange o domínio de $[-\pi \ \pi]$ e o universo da função do erro de distância d , o domínio $[0 \ \infty]$. Para a tensão elétrica em cada uma das rodas, o domínio é limitado pela tensão máxima que cada motor elétrico acoplado a cada uma das rodas pode proporcionar, assim, $[-12 \ 12]$.

Uma variável linguística possui valores que não são números, mas sim objetos, palavras linguísticas ou sentenças, sendo, portanto, a entrada do controlador após a fuzzyficação um substantivo acompanhado por um termo que o modifica, os modificadores – muito, pouco, mais, menos –, por exemplo, erro “grande positivo”, erro “pequeno positivo”, erro “zero”, erro “pequeno negativo” e erro “grande negativo”.

As variáveis linguísticas do controlador são erro no ângulo, erro na distância e alteração nas tensões elétricas das duas rodas, sendo, designado, a cada uma delas, alguns valores linguísticos.

Para o controlador Mamdani, os valores linguísticos de entrada atribuídos ao erro no ângulo são: “negativo”, “zero” e “positivo”; e, para a distância, os valores imputados são: de “muito perto”, “perto”, “médio” e “longe”, conforme as MFs das figuras 3.22 e 3.23.

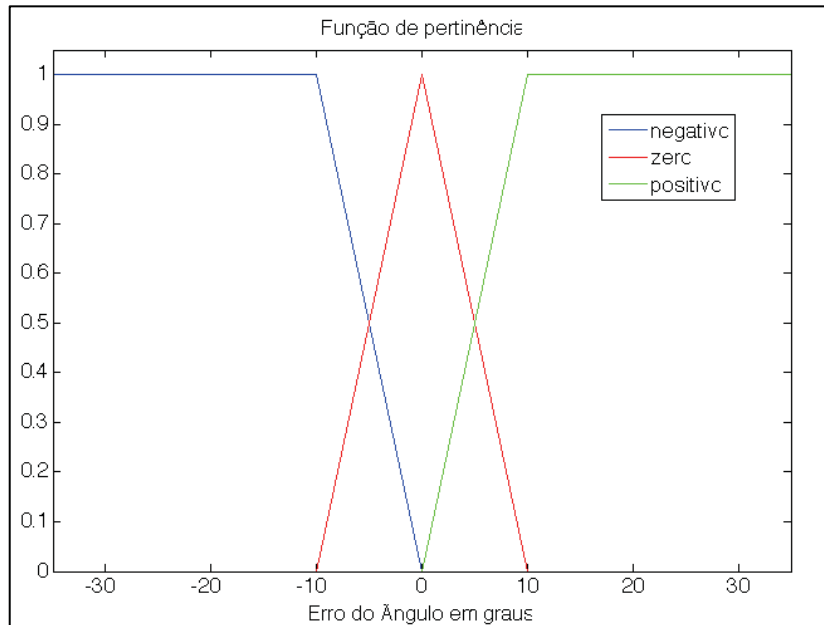


FIG 3.22 – Funções de Pertinência para o erro de ângulo para controlador tipo Mamdani

As funções de pertinência são escolhidas pelo projetista do controlador. A eficiência do sistema de controle depende, então, da experiência do operador para definir funções de pertinência que discretizem da melhor forma o domínio das variáveis linguísticas.

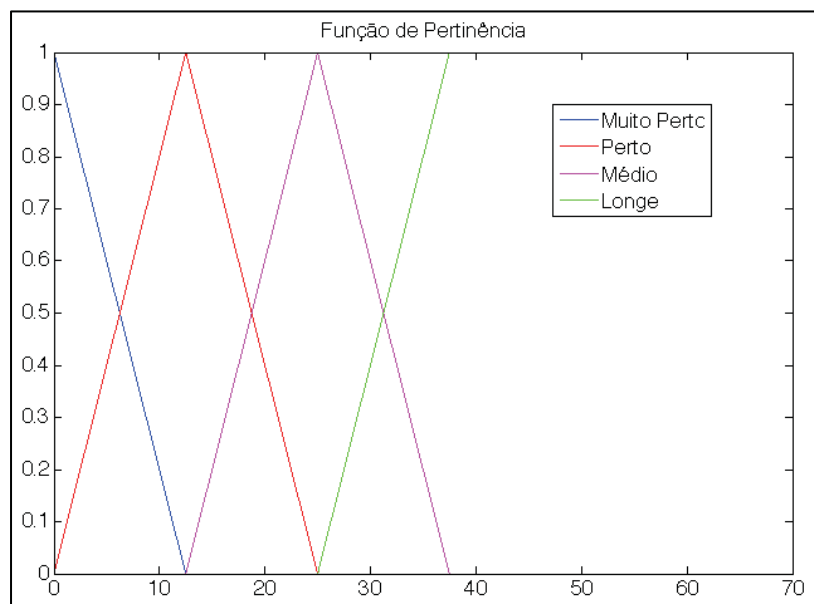


FIG 3.23 – Funções de Pertinência para o erro de distância para o controlador tipo Mamdani

As variáveis linguísticas de saída e seus valores são aplicados somente para o controlador do tipo Mamdani. A saída de cada roda apresenta a mesma MF e as mesmas variáveis e valores linguísticos, sendo sua diferença baseada nas regras de inferência aplicadas a cada uma.

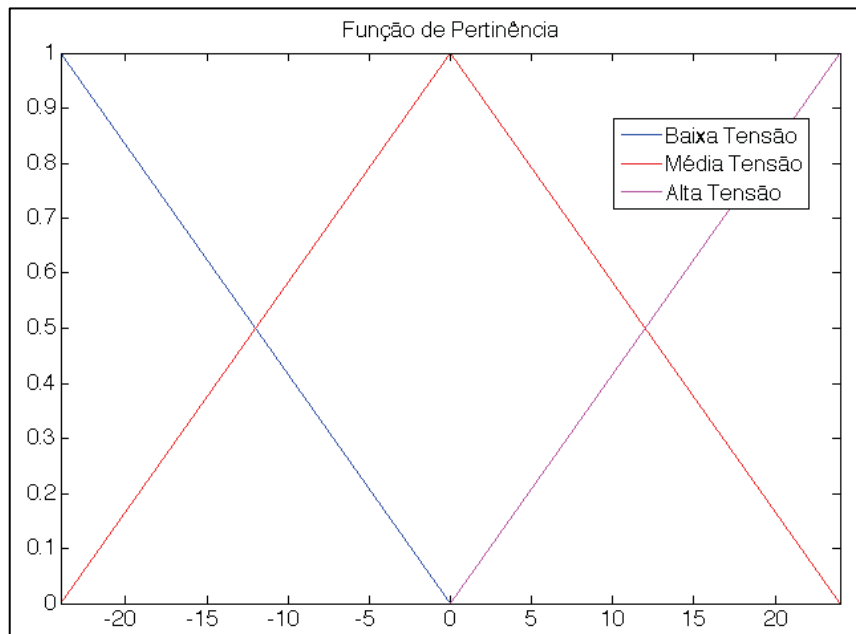


FIG 3.24 – Funções de Pertinência para a tensão nos motores para controlador tipo Mamdani

Na figura 3.24, a função de pertinência é definida em um intervalo maior que a tensão máxima possível para cada motor. Essa estratégia foi usada, para garantir graus de pertinência maiores no intervalo real de atuação dos motores elétricos. A limitação para o intervalo que representa o domínio real é feita posteriormente, limitando a saída do controlador, ou seja, tensões maiores ou iguais a 12V em módulo, saem com valor igual a 12V em módulo.

Uma vez que essas variáveis e seus valores linguísticos são definidos, as regras do sistema de inferência difusa, que permitem transformar as entradas em saídas, podem ser formuladas.

3.5.5.2 PROCESSO DE INFERÊNCIA

Para obter a saída, ou seja, a tensão necessária em cada um dos motores de cada uma das rodas de forma que o veículo possa seguir a trajetória desejada, é preciso definir as regras de inferência do controlador. Normalmente, gerar essas regras é trabalhoso e difícil, pois requer algum conhecimento especializado sobre a dinâmica do veículo. No controlador do tipo Mamdani, as regras são baseadas em uma compreensão intuitiva adquirida com práticas de direção.

As regras de inferência são da forma SE – ENTÃO, levando de uma premissa, composta por uma combinação das entradas, a uma conclusão, composta pelas variáveis de saída.

A combinação linear das variáveis de entrada é dada pelos operadores lógicos E ou OU de acordo com o tipo de interferência desejada. O operador E corresponde à interseção dos conjuntos difusos enquanto que o operador OU corresponde à união.

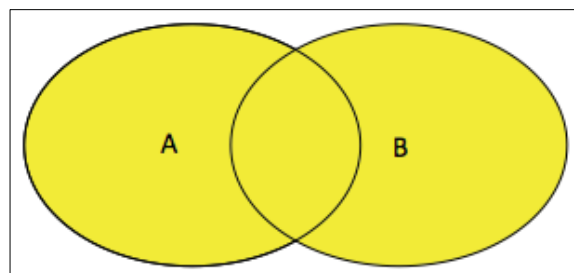


FIG 3.25 – União – operador OU

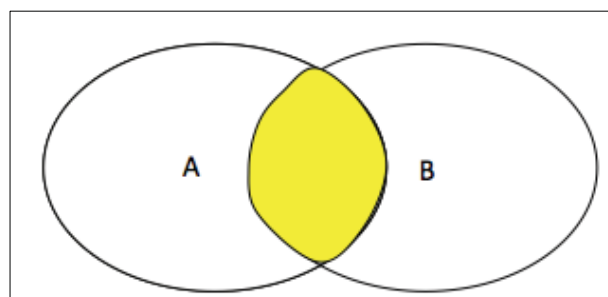


FIG 3.26 – Interseção – operador E

Tomando como exemplo o caso das temperaturas, Wang (2006), onde, dependendo da temperatura no interior de uma sala e a taxa de mudança de temperatura, o ar condicionado é acionado para manter a sala a uma temperatura pré-definida.

Sejam as funções de pertinência dadas pelas seguintes funções trapezoidais:

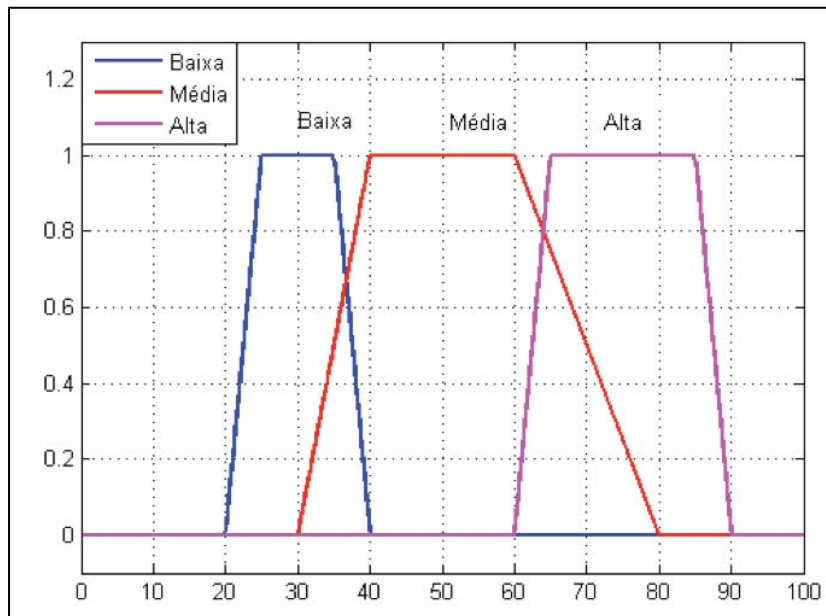


FIG 3.27 – MF de temperatura

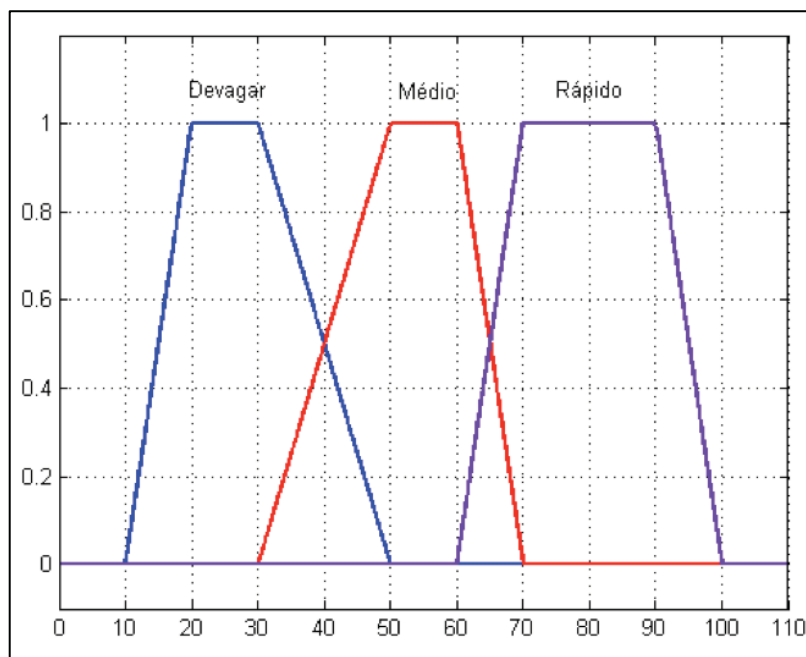


FIG 3.28 – MF de rotação do motor

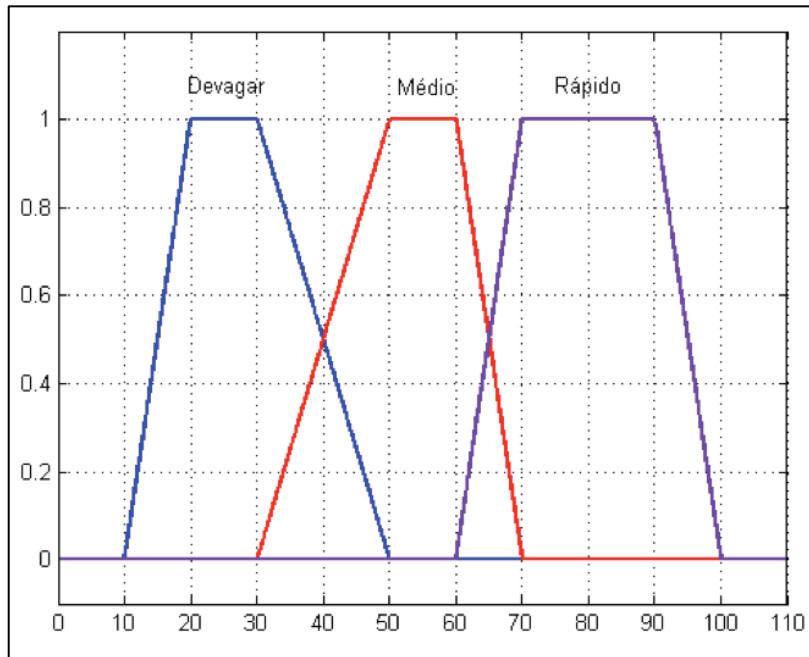


FIG 3.29 – MF de taxa de temperatura

As regras de inferência se tornam então, por exemplo:

- I. SE a temperatura for BAIXA E a taxa de mudança de temperatura for BAIXA, ENTÃO a velocidade de rotação do motor deve ser ALTA
- II. SE a temperatura for MÉDIA E a taxa de mudança de temperatura for MÉDIA, ENTÃO a velocidade de rotação do motor deve ser BAIXA
- III. SE a temperatura for BAIXA E a taxa de mudança de temperatura for MÉDIA, ENTÃO a velocidade de rotação do motor deve ser ALTA
- IV. SE a temperatura for MÉDIA E a taxa de mudança de temperatura for BAIXA, ENTÃO a velocidade de rotação do motor deve ser MÉDIA

Os operadores lógicos E e OU que podem ser usados, tem seus valores matemáticos expressos por: E – interseção das variáveis de entrada temperatura e taxa de mudança de temperatura, logo, deve ser o valor mínimo de pertinência encontrado; OU – união das variáveis de entrada temperatura e taxa de mudança de temperatura, logo, deve ser o valor máximo de pertinência encontrado.

Assim, para um valor de entrada de temperatura e um valor de entrada de taxa de variação de temperatura, vão surgir diversas saídas de velocidade de rotação do motor,

pois tais entradas podem se enquadrar em mais de uma função de pertinência no seu intervalo e com isso atender a mais de uma regra.

No presente trabalho, usando as MFs apresentadas nas figuras 3.22, FIG 3.23 e FIG 3.24, são necessárias 12 regras para cada roda, sendo um total de 24 regras para as duas rodas combinadas. Na tabela de regras a seguir, Ud representa a tensão de saída nas rodas da direita e Ue a tensão de saída nas rodas da esquerda.

TAB. 3.1 – Tabela de regras para o controlador do tipo Mamdani

		d							
		Muito Perto		Perto		Média		Longe	
		Ud	Ue	Ud	Ue	Ud	Ue	Ud	Ue
e	Negativo	L	H	L	H	L	H	L	H
	Zero	H	H	H	H	H	H	H	H
	Positivo	H	L	H	L	H	L	H	L

H – *high* – representa as altas tensões, M – *medium* – representa as tensões médias e L – *low* – representa as baixas tensões.

Observando a tabela acima, percebe-se que a estratégia utilizada para definição das regras de inferência, privilegia o erro no ângulo. A entrada do erro no ângulo dita a conclusão das regras condicionais: para erro “zero”, as tensões de saída em ambas as rodas é aplicada como máxima e, para erro “positivo” ou “negativo”, as tensões de saída são aplicadas em subconjuntos opostos para rodas de lados diferentes, de acordo com o lado que deseja girar o carro.

A influência das funções de pertinência do erro na distância é traduzida somente na determinação do grau de pertinência da premissa, combinação das entradas. A definição de regras de inferência que tenham influência direta do erro na distância garante uma melhor eficiência do controlador, porém são mais complexas e requerem mais experiência do operador.

3.5.5.3 DEFUZZYFICAÇÃO

Existem diversas técnicas de defuzzificação, porém a escolhida para ser utilizada no controlador Mamdani é o método do centroide de área. A variável de saída é uma média ponderada das saídas de cada uma das regras de inferência, onde os pesos de ponderação são os próprios graus de pertinência da premissa composta pela combinação das variáveis de entrada.

$$y = \frac{\sum \mu_i y_i}{\sum \mu_i} \quad (3.5.8)$$

A defuzzificação para o tipo Mamdani, pode ser exemplificada pelo exemplo descrito pelas figuras 3.26, 3.27 e 3.28, Wang (2006), onde o y_i vai ser a saída de cada uma das regras e o μ_i o grau de pertinência relativo a cada uma dessas saídas.

3.5.6 CONTROLADOR PARAMÉTRICO

O controlador paramétrico é uma simplificação do controlador Mamdani, dispensando a definição de funções de implicação e operadores lógicos. As regras de inferência passam a ser definidas como uma função linear das variáveis linguísticas de entrada.

3.5.6.1 FUZZYFICAÇÃO

A fuzzyficação do controlador tipo paramétrico é similar a descrita para o controlador Mamdani na seção 3.5.5.1. As variáveis linguísticas de entrada são o erro no ângulo e o erro na distância, sendo, designado, a cada uma delas, alguns valores linguísticos. Para a distância, são atribuídos valores de “perto”, “médio” e “longe”, enquanto que para o erro de ângulo, os valores linguísticos imputados são: “negativo”, “zero” e “positivo”.

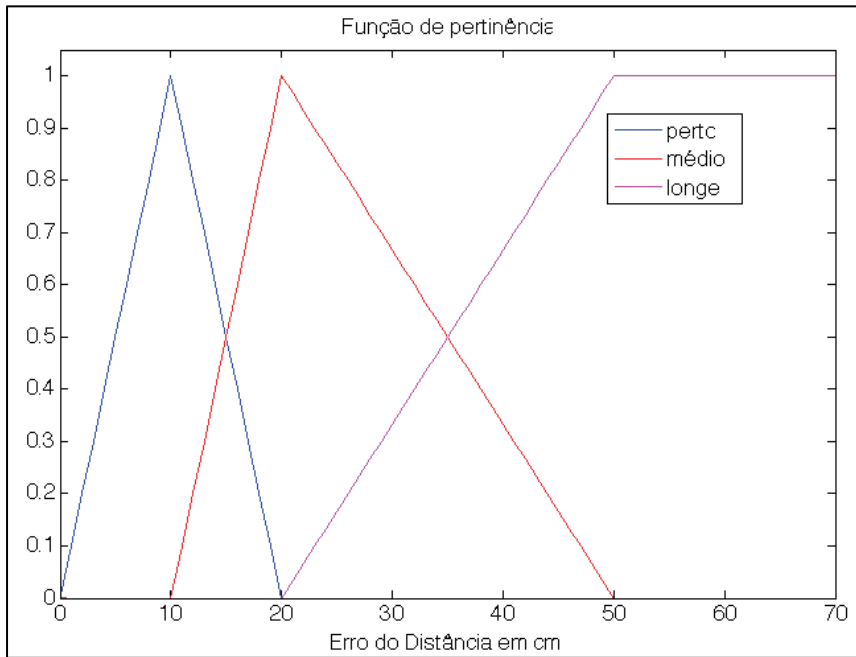


FIG 3.29 – Funções de Pertinência para o erro de distância para o controlador paramétrico

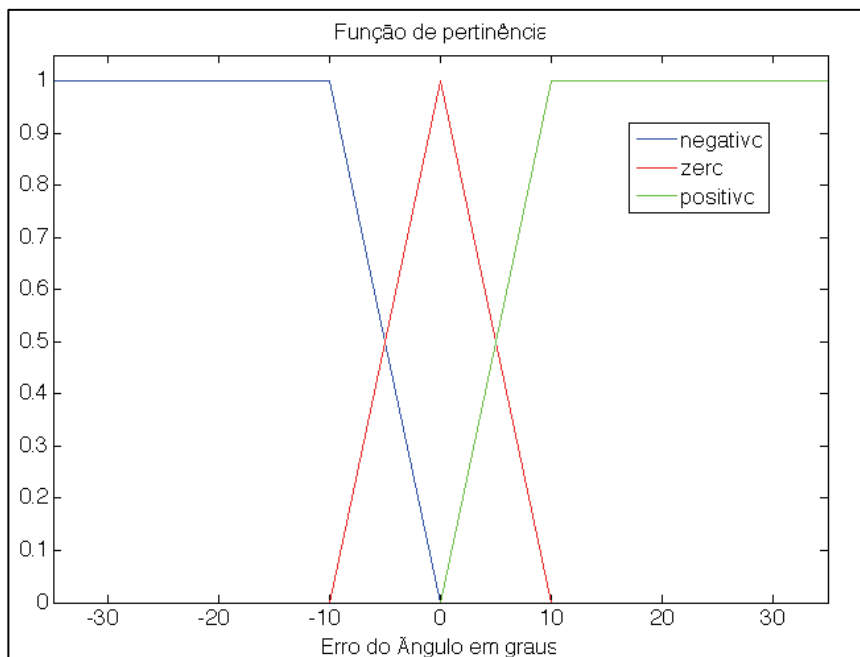


FIG 3.30 – Funções de Pertinência para o erro de ângulo para controlador paramétrico

No caso paramétrico, não há uma definição das variáveis linguísticas de saída. Porém, como demonstrado na seção posterior, são necessários parâmetros auxiliares

para determinação das regras de inferência. Tais parâmetros são definidos na teoria *fuzzy* através de variáveis linguísticas associadas a funções de pertinência impulso.

No caso estudado, as MFs dos parâmetro auxiliares são dadas por:

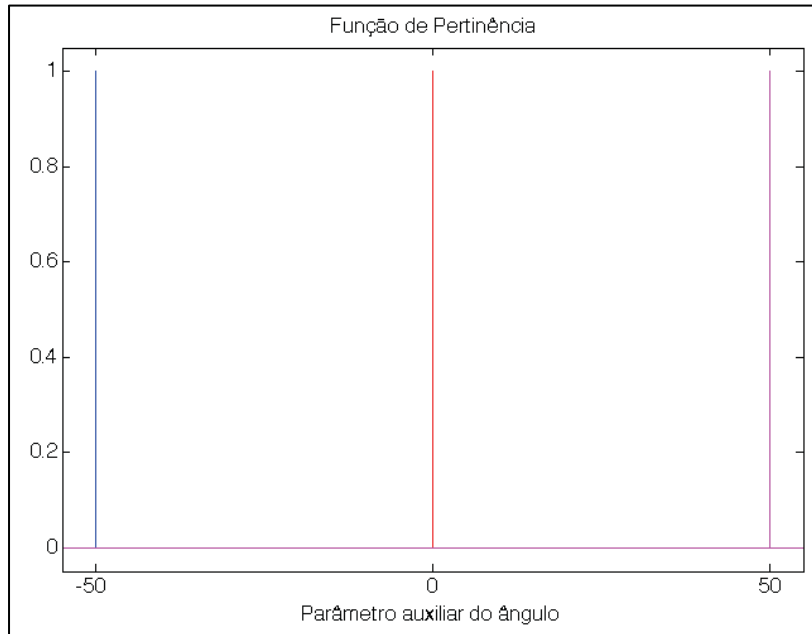


FIG 3.31 – Funções de Pertinência para o parâmetro auxiliar do ângulo

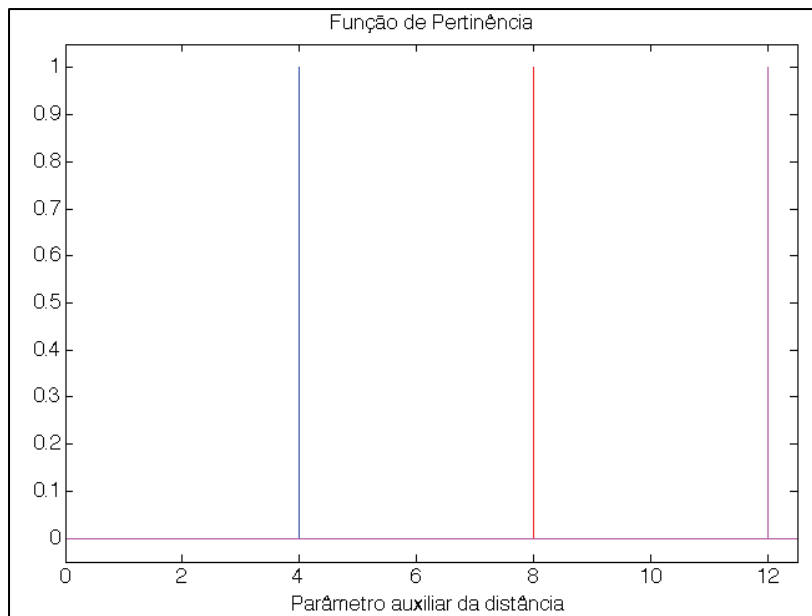


FIG 3.32 – Funções de Pertinência para o parâmetro auxiliar da distância

3.5.6.2 PROCESSO DE INFERÊNCIA

No controlador paramétrico, as regras de inferência são formuladas de maneira mais simples. Segundo LOPES (2015), tem-se:

$$y_i = a_i + b_i x \quad (3.5.9)$$

Onde x é a variável de entrada com função de pertinência μ_i de algum subconjunto do universo X , y_i é a variável de saída e (a_i, b_i) os coeficientes dos parâmetros da regra.

TAB. 3.2 – Ordem da variável de saída de acordo com parâmetro b_i

		Ordem da saída
b_i	= 0	0
	≠ 0	1

Se a ordem da variável de saída for zero, então, ela é aproximada para um valor constante enquanto que se a ordem for um, o valor da variável de saída vai ser dado por uma aproximação linear.

3.5.6.3 DEFUZZYFICAÇÃO

O método de defuzzificação paramétrico consiste na média ponderada das saídas de cada uma das regras, porém, com as funções de pertinência normalizadas, ou seja, a soma dos graus de pertinência igual a 1, a saída se torna:

$$y = \sum \mu_i y_i \quad (3.5.10)$$

Assim, se o parâmetro b_i for diferente de zero, a saída de cada regra vai poder ser representada por uma função linear da forma da equação 3.5.9.

$$y = \sum \mu_i (a_i + b_i x) = \sum \mu_i a_i + x \sum \mu_i b_i \quad (3.5.11)$$

Transformando para representação matricial:

$$y = MA + xMB \quad (3.5.12)$$

Onde $M = [\mu_1 \dots \mu_n]^T$ é a matriz da função de pertinência, $A = [a_1 \dots a_n]^T$ é a matriz dos parâmetros a_i e $B = [b_1 \dots b_n]^T$ é a matriz dos parâmetros b_i . Caso a saída de cada uma das regras seja de ordem zero significa que a matriz B se torna nula.

No caso do veículo autônomo estudado, a regra será composta por duas entradas: erro na distância e erro no ângulo. Como a ordem das saídas de cada uma dessas regras é zero, as saídas são definidas como:

$$\begin{aligned} y_d &= \mu_{distância} V_D + \mu_{ângulo} V_\varphi \\ y_e &= \mu_{distância} V_D - \mu_{ângulo} V_\varphi \end{aligned} \quad (3.5.13)$$

Onde a composição das expressões $\mu_{ângulo} V_\varphi$ e $\mu_{distância} V_D$ equivalem ao termo MA da equação 3.5.12.

As saídas são definidas de forma que o termo relativo a influência do ângulo seja oposto para cada lado do carro. Isso permite que haja uma diferença entre as tensões nas rodas da direita e esquerda, quando o erro no ângulo for “positivo” ou “negativo”, permitindo um giro do veículo.

Dessa forma, é necessário definir somente as matrizes das funções de pertinência $\mu_{distância}$ e $\mu_{ângulo}$ e as matrizes dos parâmetros V_D e V_φ . Especificadas da forma que estão nas figuras 3.29, 3.30, 3.31 e 3.32, permitem que o carro obedeça a estratégia imposta de pivotar antes seguir em trajetória retilínea.

Como o parâmetro auxiliar do ângulo pode levar a gerar tensões de saída superiores aos limites de tensão dos motores das rodas, a limitação para o domínio é feita posteriormente, restringindo a saída do controlador, ou seja, tensões maiores ou iguais a 12V em módulo, saem com valor igual a 12V em módulo.

controle para a simulação da dinâmica dos quatro motores elétricos durante o tempo de simulação, o bloco e um exemplo de sinal por ele utilizado estão apresentados nas figuras a seguir:

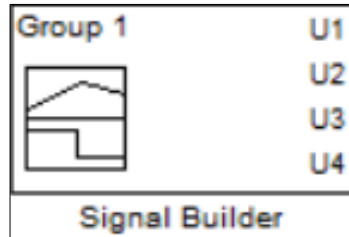


FIG. 3.32 – Bloco Gerador de Sinal

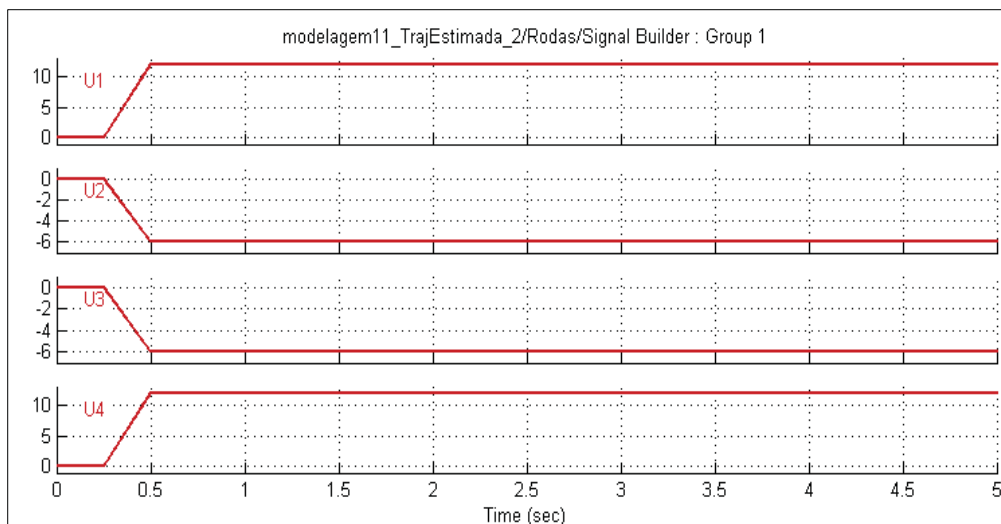


FIG. 3.33 – Exemplo de Tensões de Controle fornecidas pelo Gerador de Sinal

As variáveis U_1 , U_2 , U_3 e U_4 representam, respectivamente, as tensões de controle para os motores das Rodas 1, 2, 3 e 4 (1 e 4 do lado direito, 2 e 3 do lado esquerdo).

A trajetória estimada é construída utilizando as informações obtidas pelos modelos dos sensores considerados na simulação. No SIMULINK®, a função dos sensores foi realizada com um bloco transformador de sinal. Este bloco recebe um sinal analógico e o converte em sinal digital em uma frequência definida.

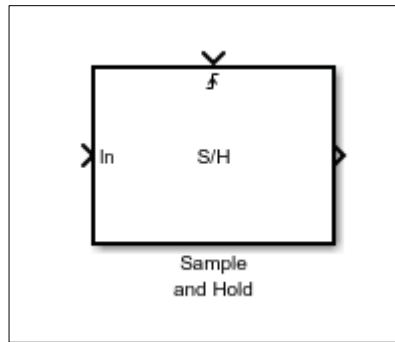


FIG. 3.34 – Bloco para conversão de um sinal analógico em digital

O controle e o cálculo do erro foram escritos em *script* e utilizados no diagrama de blocos a partir do bloco “*Interpreted MATLAB Function*”. Esse bloco permite com que tarefas complexas de serem feitas por blocos podem ser escritas separadamente e utilizadas no modelo.

As tensões de saída do controlador alimentam os motores das rodas, no entanto, o sinal na saída do controlador é digital e deve ser convertido para analógico novamente. Essa transição é feita com o bloco “*Rate Transition*”. Esse bloco realiza a conversão da frequência do sinal de tensão de 500 Hz para o passo de integração, de 10^5 Hz.

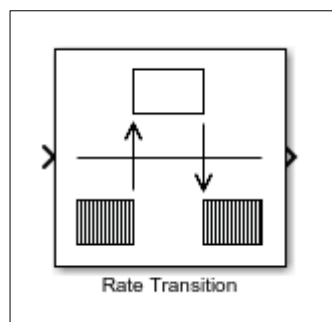


FIG. 3.35 – Bloco para mudança de frequência

4 SIMULAÇÕES E RESULTADOS

Neste capítulo são expostos os resultados das simulações realizadas na plataforma SIMULINK®. Primeiramente a modelagem da dinâmica do veículo é comparada com a mesma modelagem realizada por Deville, E. (2017) como forma validar o modelo. Em seguida, é feita uma análise da trajetória estimada pelos sensores. Nessa simulação busca-se analisar o quanto a trajetória estimada se aproxima da trajetória do veículo e como as características dos sensores influenciam neste resultado. Por fim são exibidos os resultados das simulações com o modelo completo. Nesse momento, o controlador deve direcionar o veículo para acompanhar uma trajetória desejada pré-definida. Assim, nos resultados procura-se analisar a eficiência do controlador projetado e sua adequabilidade ao sistema. Nas simulações foram usados os seguintes parâmetros:

TAB. 4.1 – Parâmetros da Simulação

Parâmetros da Simulação	
M	3,044 kg
g	9,81 m/s ²
r	0,06 m
μ_k	0,7
L	0,187 m
W	0,203 m
J _w	0,0000331 kg.m ²
J _r	0,0338 kg.m ²
L_{motor}	0,001 H
R_{motor}	40 Ω
K _t	0,05 N.m/A
K _{bm}	0,05 V/rad/s
C _m	0
$r_{redução}$	30
C_{eixo}	0
Método de integração	ode4 (Runge-Kutta 4 ^a Ordem)
Passo de integração	10 ⁻⁵

4.1 TRAJETÓRIA DO VEÍCULO

As simulações a seguir foram realizadas como forma de comparar os resultados obtidos pelo modelo com os já obtidos por Deville, E. (2017): são apresentadas a comparação de duas simulações utilizando sinais de tensões de controle iguais aos usados por Deville, E. (2017).

A FIG 4.1 apresenta os sinais de tensão de controle para a primeira simulação (utilizando a legenda Comparação I):

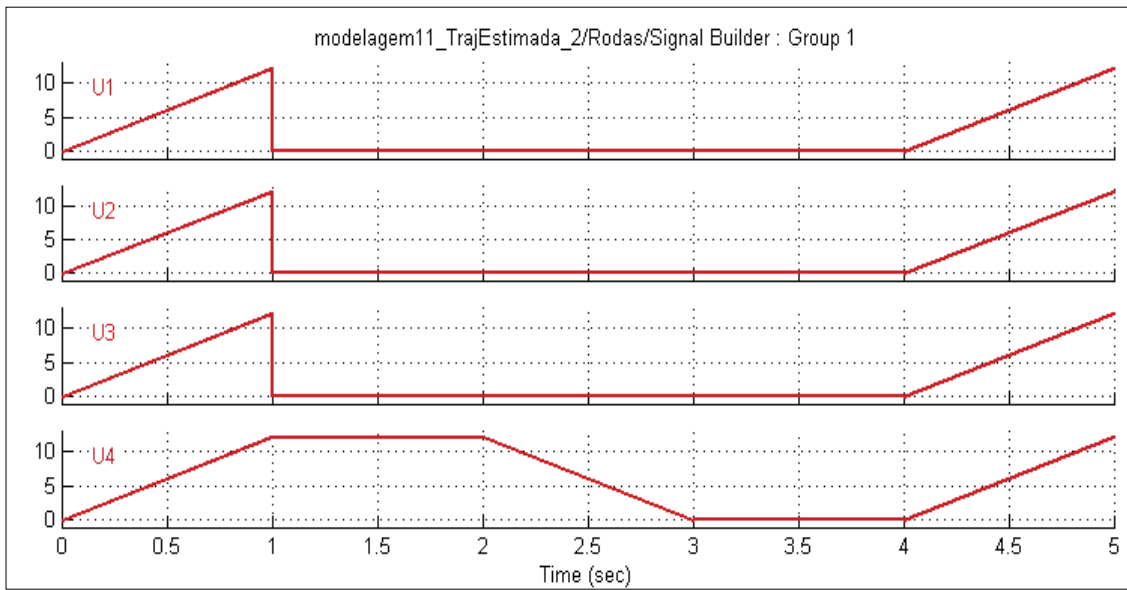


FIG 4.1 – Tensões de Controle – Comparação I

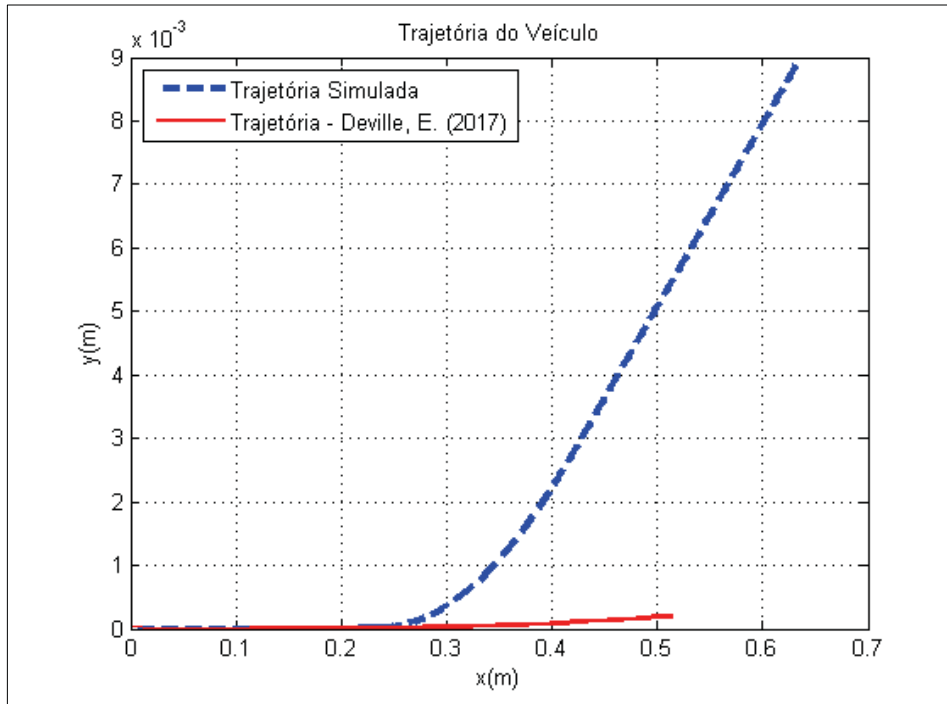


FIG 4.2 – Trajetória – Comparação I

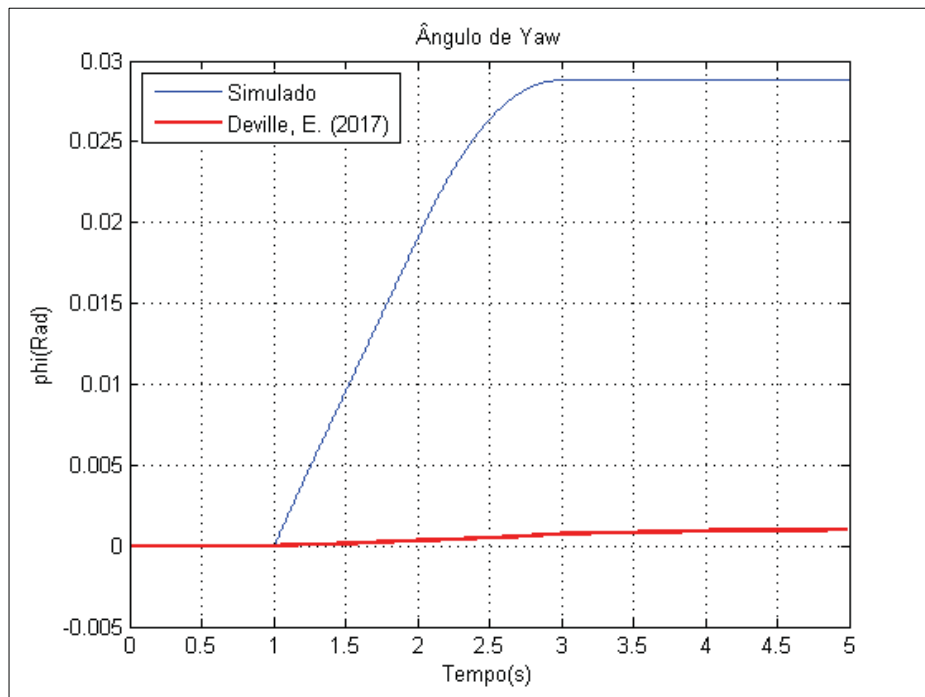


FIG 4.3 – Ângulo de Yaw – Comparação I

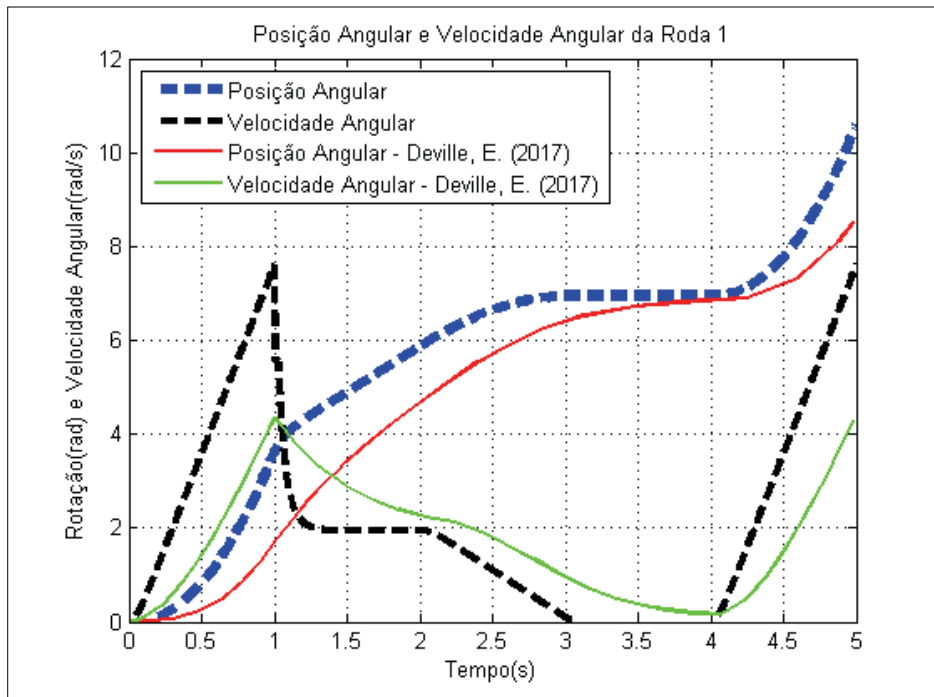


FIG 4.4 – Rotação e Velocidade Angular da Roda 1 – Comparação I

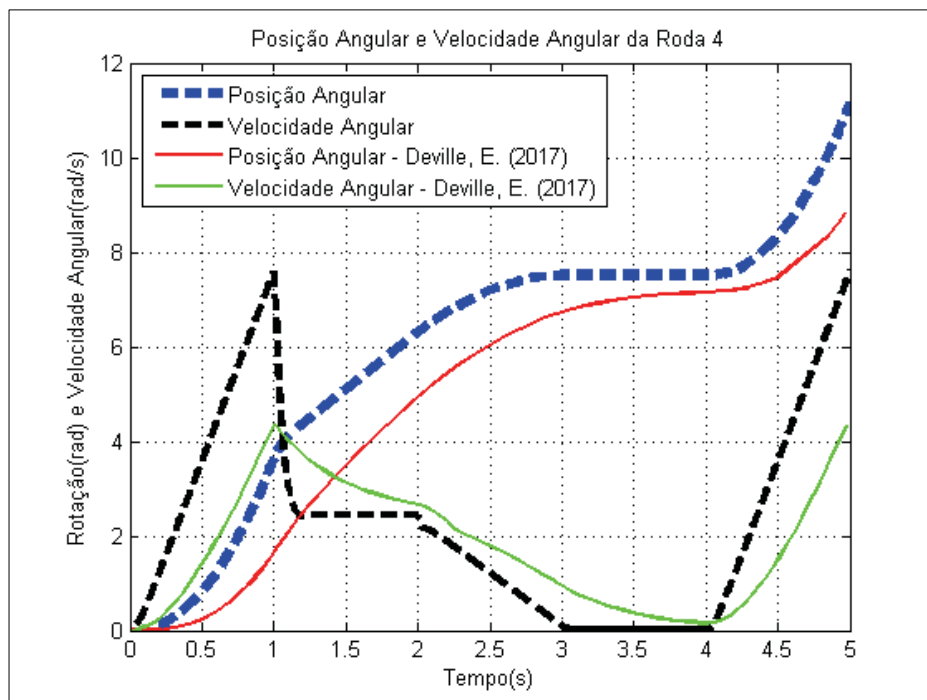


FIG 4.5 – Rotação e Velocidade Angular da Roda 4 – Comparação I

A FIG 4.2 mostra a trajetória do veículo no plano XY. A FIG 4.3 mostra a variação no ângulo de *yaw*. A FIG 4.4 mostra o deslocamento angular e a velocidade

angular para a Roda 1 e a FIG 4.5 mostra o deslocamento angular e a velocidade angular para a Roda 4. Observa-se uma discrepância no movimento do veículo, no eixo X o deslocamento total é de mesma grandeza, no entanto, no eixo Y e para o *Yaw* os resultados encontrados divergem, no entanto, observa-se que a dinâmica das rodas se mantém compatível com o resultado de Deville, E. (2017). Isso pode ser explicado principalmente pelas diferenças nos modelos de atrito utilizados: Deville, E. utiliza o modelo de Coulomb puro enquanto este trabalho utiliza um modelo de atrito de Coulomb com uma aproximação linear na região da origem. Essa diferença se manifestou mais expressivamente na direção Y, causando as diferenças encontradas.

A FIG 4.6 apresenta os sinais de tensão de controle para a segunda simulação (utilizando a legenda Comparação II):

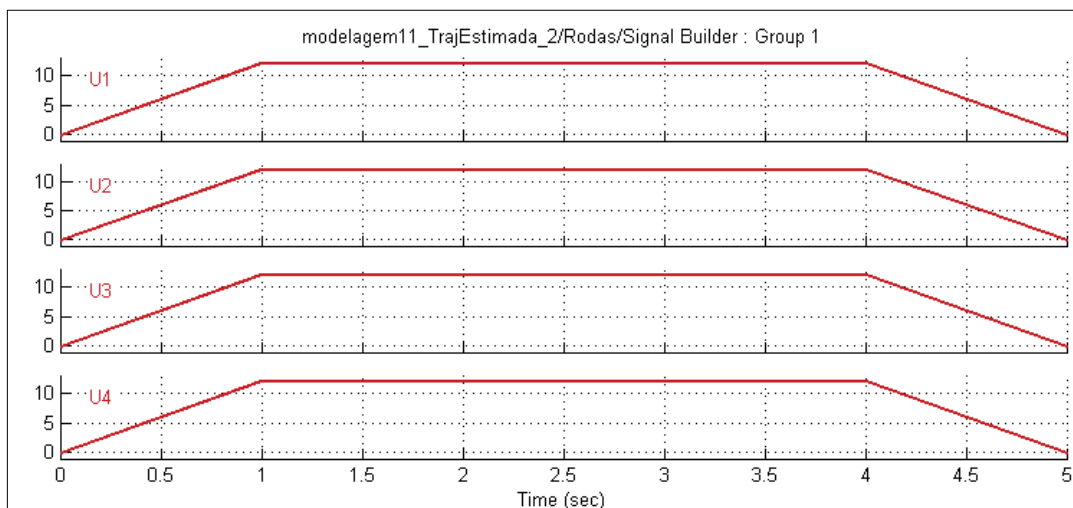


FIG 4.6 – Tensões de Controle – Comparação II

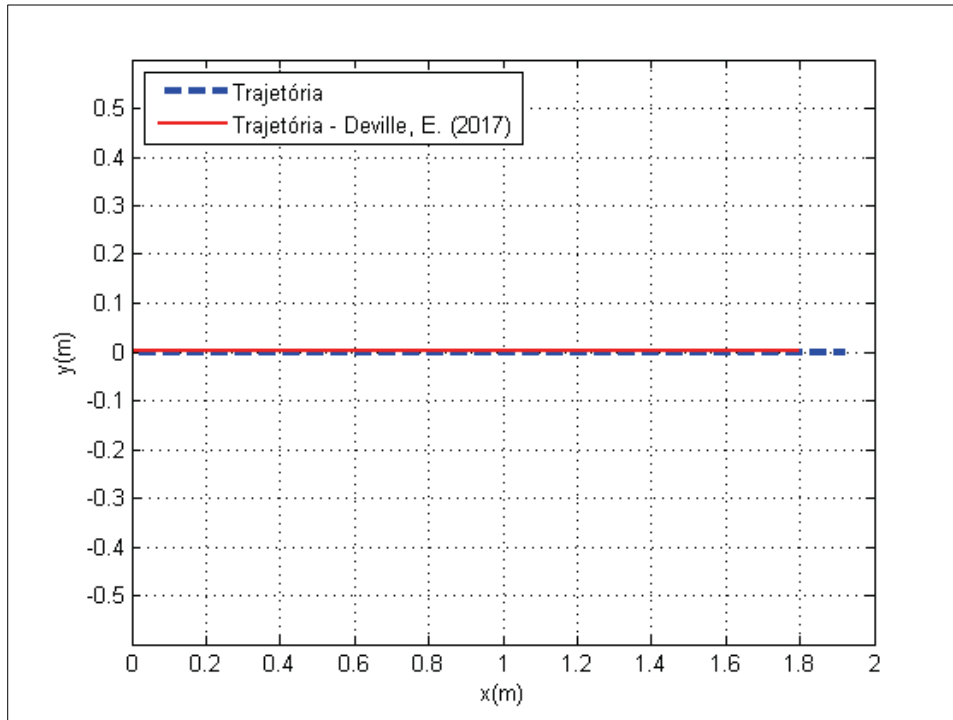


FIG 4.7 – Trajetória – Comparação II

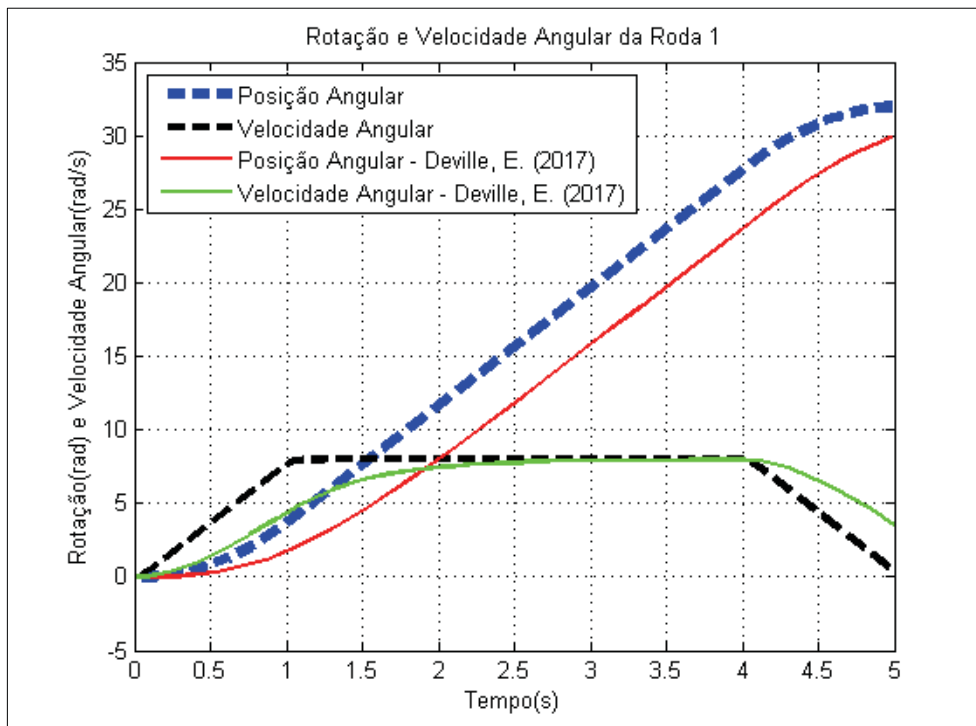


FIG 4.8 – Rotação e Velocidade Angular da Roda 1 – Comparação II

A FIG 4.7 mostra a trajetória do veículo no plano XY. A FIG 4.8 mostra o deslocamento e a velocidade angulares da Roda 1. Pode ser observado que para um

deslocamento linear, somente no eixo X, os resultados encontrados estão bastante próximos.

Observando os resultados aqui mostrados e os encontrados por Deville, E. (2017) conclui-se que a rotina de simulação construída no SIMULINK® consegue se equiparar à desenvolvida por Deville, E. (2017), obtendo resultados semelhantes.

4.2 TRAJETÓRIA ESTIMADA

Comprovada a capacidade do modelo de representar com propriedade o comportamento e a dinâmica do veículo, para que posteriormente o controle seja possível, é necessário avaliar o efeito dos erros e imprecisões dos sensores na estimação da trajetória a partir de pontos da trajetória simulada. Para tanto, são realizadas 5 simulações e comparados sensores com frequência de 10Hz, 100Hz e 500Hz com o intuito de avaliar a partir de qual valor desse parâmetro o sensor é adequado. Isso possibilita a correta escolha de um sensor real, caso necessário. As figuras abaixo apresentam os resultados encontrados para essas simulações. As simulações são realizadas a partir de valores de tensão nos motores previamente definidos.

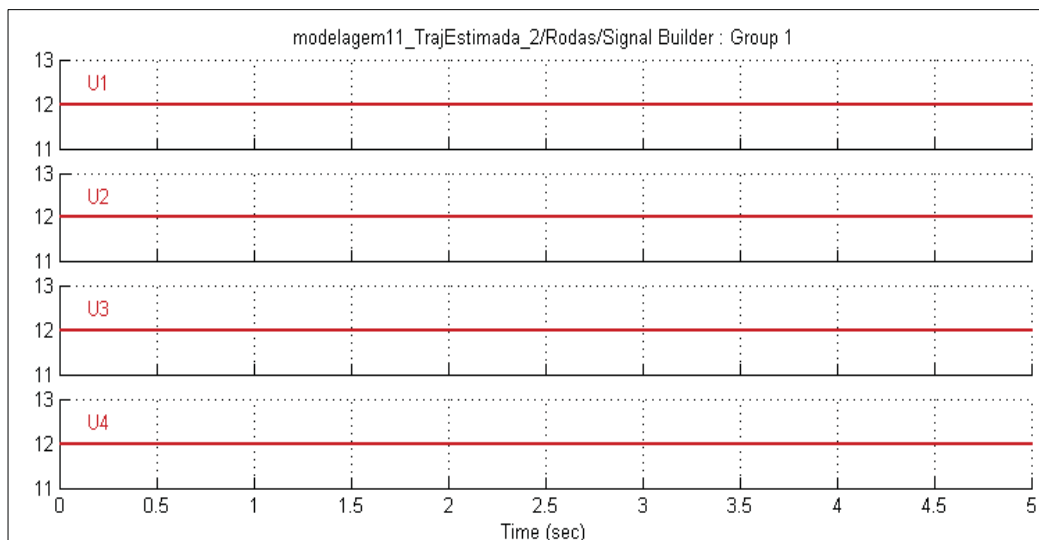


FIG 4.9 – Tensões nos Motores – Linha Reta a 45°

A FIG 4.9 apresenta as tensões de controle aplicadas nos motores elétricos na primeira simulação: é aplicada uma tensão constante de 12V nos quatro motores, o que leva o carro a uma trajetória retilínea. Foi dado um ângulo inicial de 45°.

A FIG 4.10 apresenta a trajetória simulada e as trajetórias estimadas para cada frequência na primeira simulação. Verifica-se que um sensor com frequência de 10Hz é incapaz de fornecer uma previsão aceitável da trajetória, além disso, é possível concluir que os sensores simulados com as frequências analisadas de 100Hz e 500Hz conseguem fazer o acompanhamento de uma trajetória retilínea de forma aceitável. Utiliza-se um ângulo de *yaw* inicial de 45°. É importante mencionar que, como a trajetória é estimada a partir das acelerações, por meio de duas integrações, sem nenhum mecanismo de correção, espera-se que o erro na trajetória aumente com o tempo.

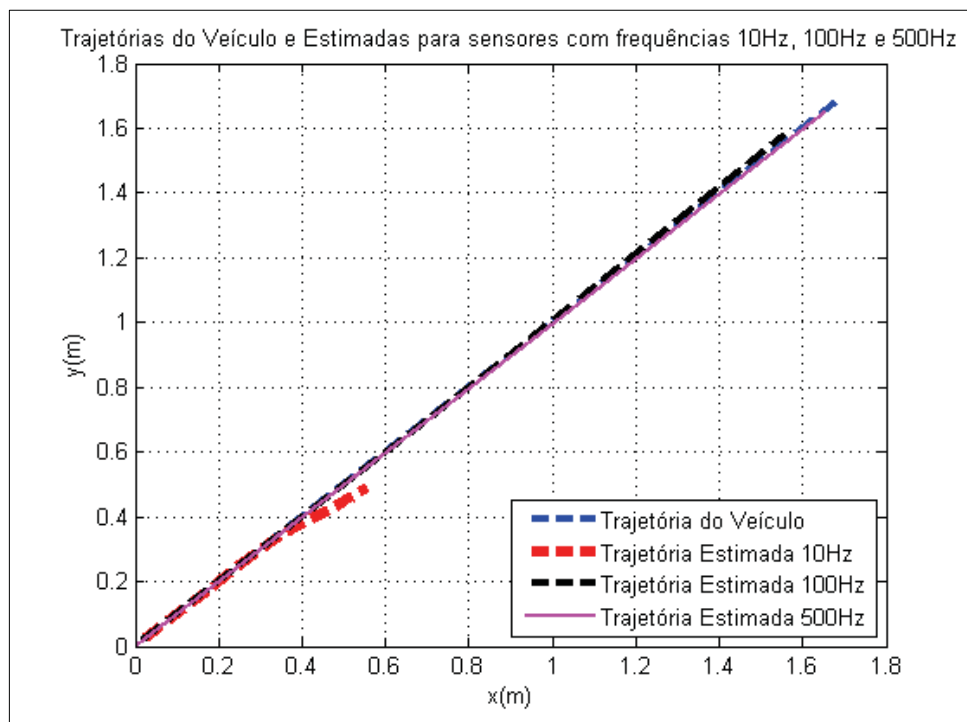


FIG 4.10 – Trajetória Simulada e Estimada – Linha Reta a 45°

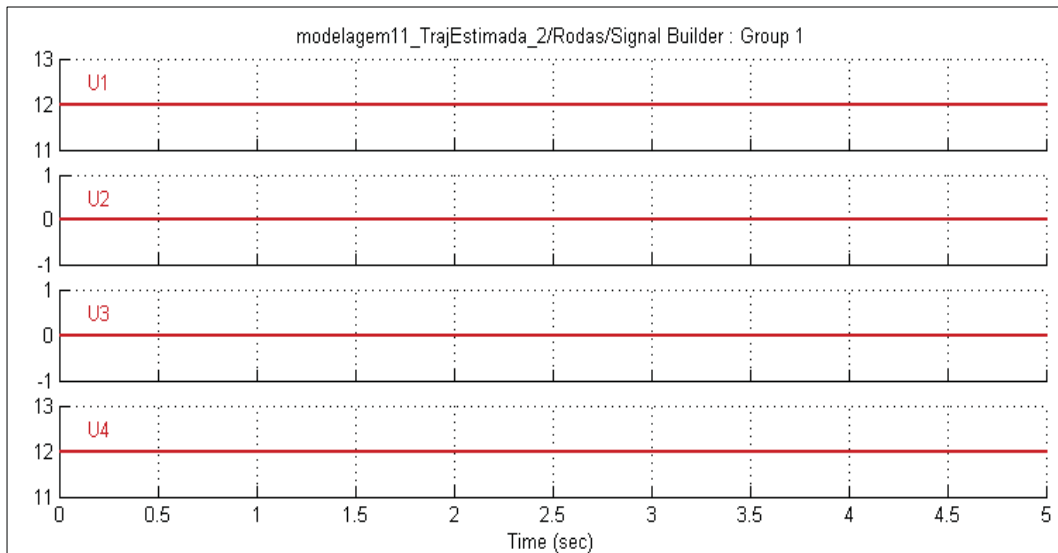


FIG 4.11 – Tensões nos Motores – Curva a Esquerda

A FIG 4.11 apresenta as tensões de controle aplicadas nos motores elétricos na segunda simulação: é aplicada uma tensão constante de 12V nos motores do lado direito e nenhuma tensão nos motores do lado esquerdo, o que leva o carro a uma trajetória retilínea curvilínea para a esquerda.

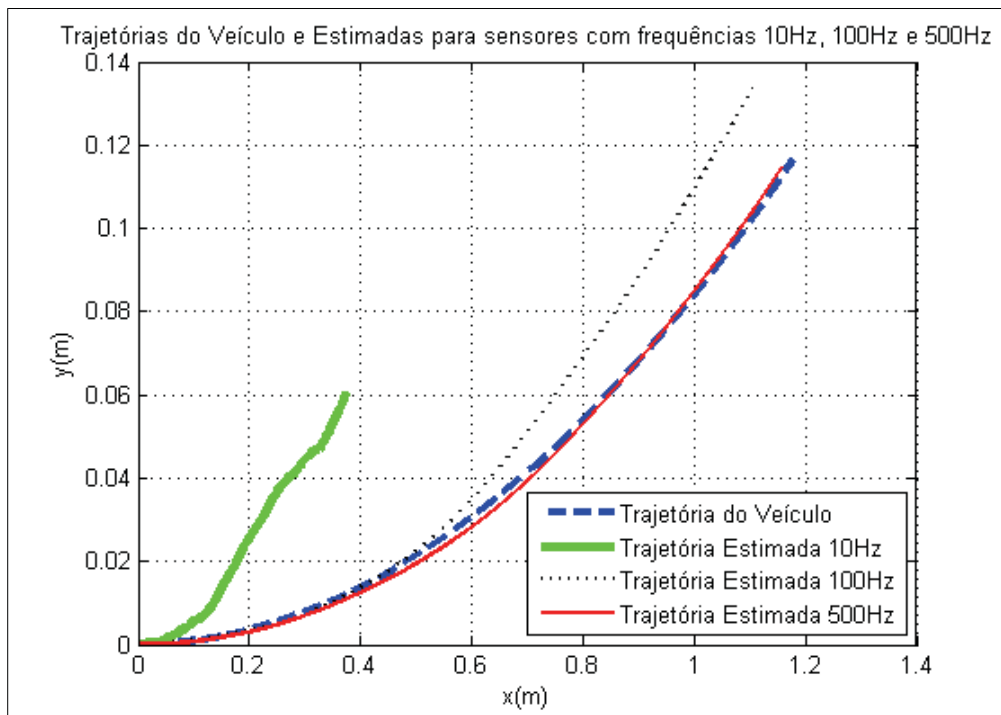


FIG 4.12 – Trajetória Simulada e Estimada – Curva a Esquerda

A FIG 4.12 mostra o resultado da trajetória simulada e das trajetórias estimadas para cada frequência na segunda simulação. Garantido o acompanhamento de uma trajetória puramente retilínea, é necessário avaliar se as informações obtidas pelos sensores são capazes de fornecer uma estimativa aceitável da trajetória do veículo em curva. Na figura acima, percebe-se, novamente, que um sensor com frequência de amostragem de 10Hz não fornece uma estimativa da trajetória próxima da simulada. Sensores com frequência de amostragem de 100Hz, com maior erro na trajetória estimada, ou 500Hz, com menor erro na trajetória estimada, possibilitam uma estimação apropriada da trajetória. Pela figura, conclui-se que uma frequência de 500Hz acarreta um melhor desempenho que 100Hz, como esperado.

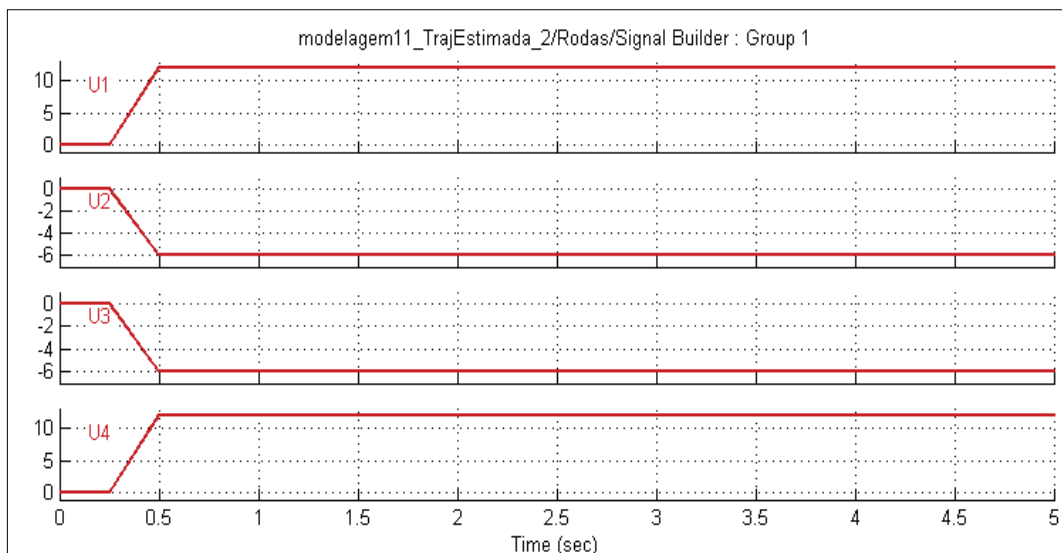


FIG 4.13 – Tensões nos Motores – Curva a Esquerda II

A FIG 4.13 apresenta as tensões de controle aplicadas nos motores elétricos na terceira simulação: é aplicada uma tensão variável que atinge o máximo de 12V nos motores do lado direito e uma tensão que atinge um mínimo de -6V nos motores do lado esquerdo, o que leva o carro a uma trajetória curvilínea para a esquerda.

A FIG 4.14 traz os resultados para a trajetória simulada e as trajetórias estimadas para cada frequência na terceira simulação. Mais uma vez, percebe-se que um sensor com frequência 10Hz é indesejado por fornecer um erro exagerado na estimação da trajetória em comparação com frequências maiores. Sensores com frequências de 100Hz ou 500Hz são aceitáveis.

A FIG 4.15 apresenta as tensões de controle aplicadas nos motores elétricos na quarta simulação: são aplicadas tensões iguais nos motores 1, 2 e 3 e uma tensão diferente, entre 1 segundo e 4 segundos, no motor 4, de modo a levar o veículo a realizar uma trajetória curvilínea para a esquerda.

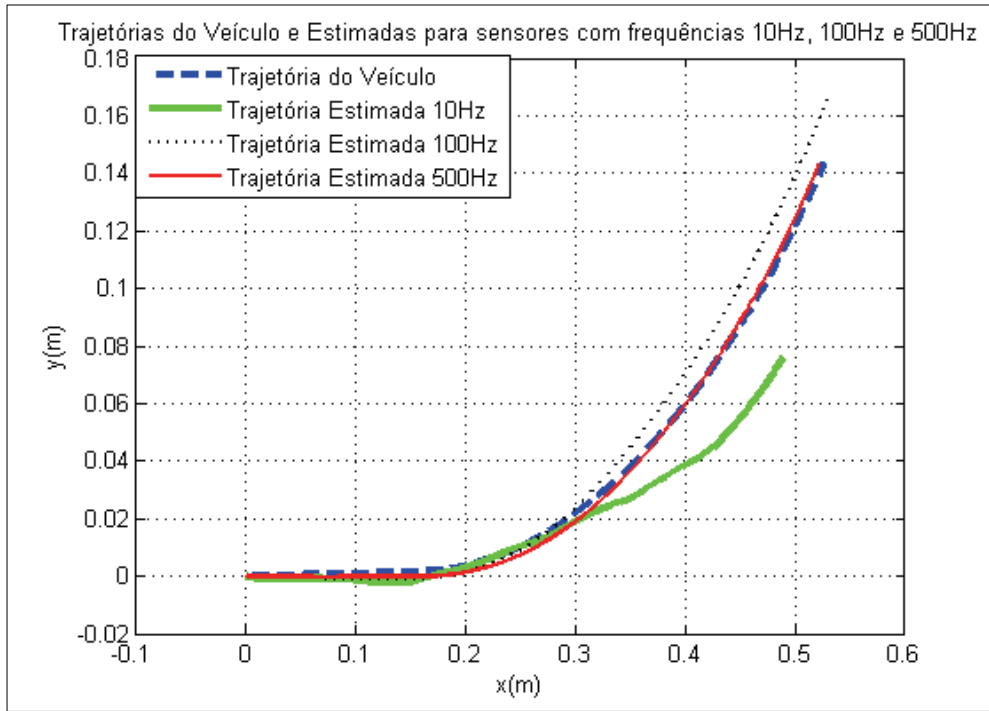


FIG 4.14 – Trajetória Simulada e Estimada – Curva a Esquerda II

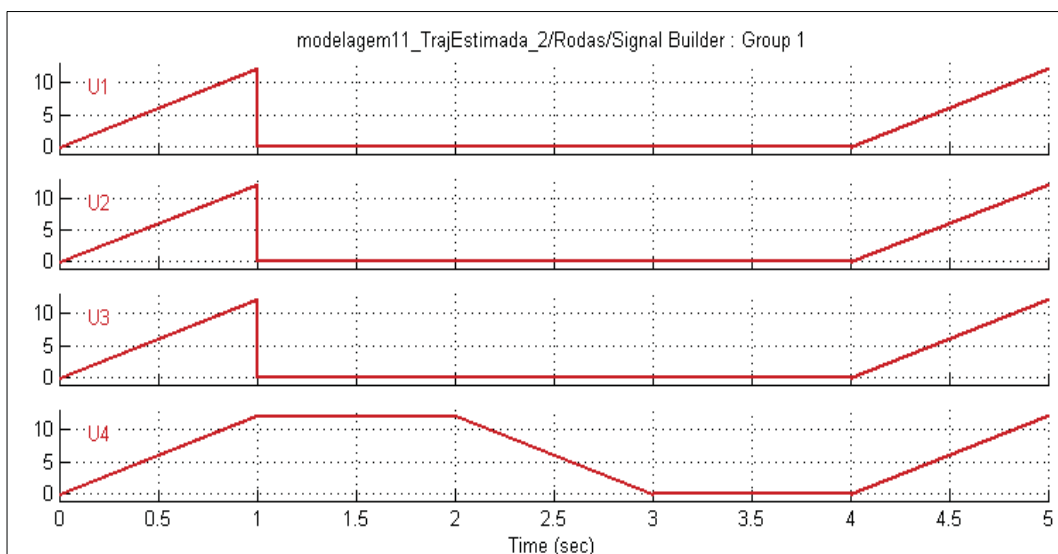


FIG 4.15 – Tensões nos Motores – Curva a Esquerda III

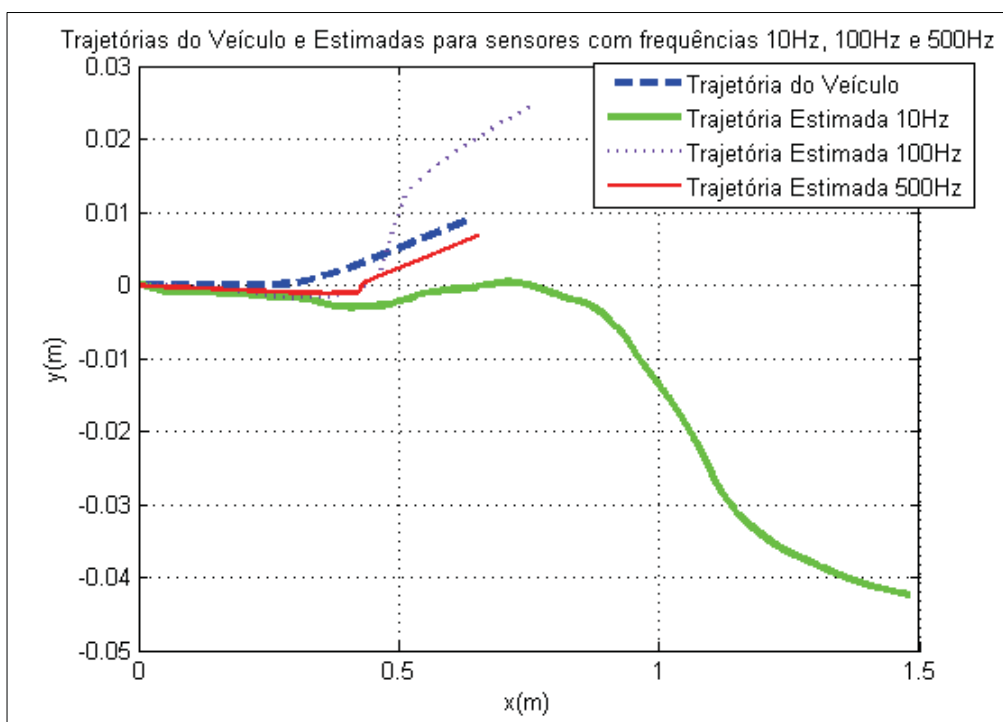


FIG 4.16 – Trajetória Simulada e Estimada – Curva a Esquerda III

A FIG 4.16 traz os resultados para a trajetória simulada e as trajetórias estimadas para cada frequência na quarta simulação. Nessa situação, os casos com frequências de 10Hz e 100Hz apresentam uma trajetória estimada com um erro considerável em relação à trajetória simulada. A utilização de uma frequência de 500Hz continua fornecendo uma estimação aceitável da trajetória.

A FIG 4.17 apresenta as tensões de controle aplicadas nos motores elétricos na última simulação: são aplicadas tensões de 12V nos quatro motores elétricos, no entanto, a tensão dos motores 2 e 3 é cortada entre 1.5 e 2.5 segundos. Isso faz com que o veículo tenha uma trajetória retilínea no sentido positivo do eixo x até 1.5 segundos, entre 1.5 e 2.5 segundos a direção do veículo é alterada para a esquerda e a partir de 2.5 segundos o carro segue em uma trajetória retilínea no 1º quadrante.

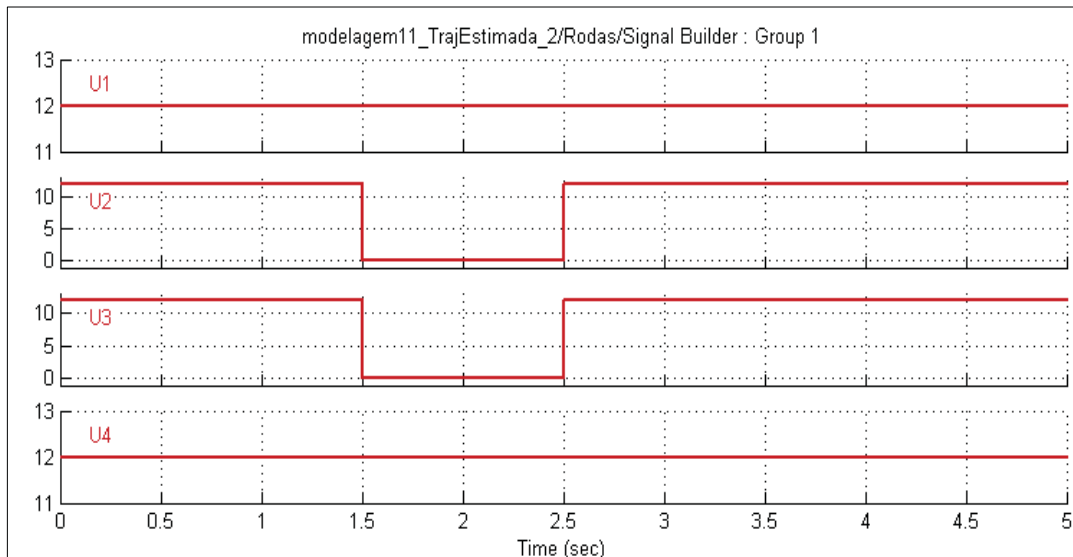


FIG 4.17 – Tensões nos Motores – Curva a Esquerda IV

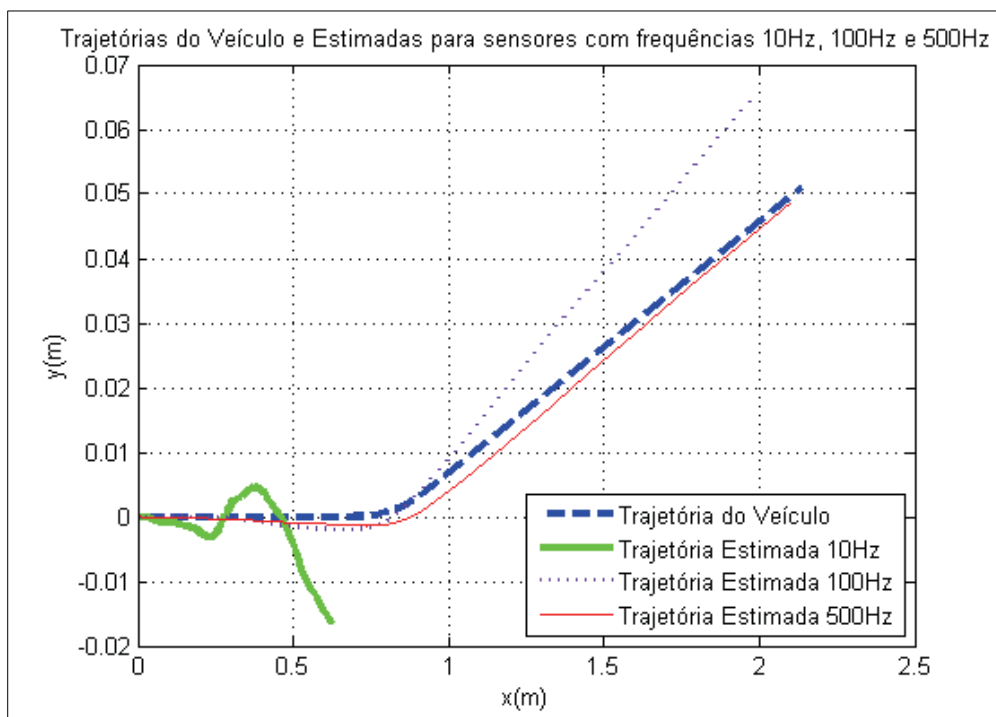


FIG 4.18 – Trajetória Simulada e Estimada – Curva a Esquerda IV

A FIG 4.18 traz os resultados para a trajetória simulada e as trajetórias estimadas para cada frequência na última simulação. Nessa situação, os casos com frequências de 10Hz e 100Hz apresentam uma trajetória estimada com um erro considerável em

relação à trajetória simulada. A utilização de uma frequência de 500Hz continua fornecendo uma estimativa aceitável da trajetória.

Pode-se concluir que, das alternativas analisadas, a frequência de 500Hz fornece melhores condições de estimar a trajetória percorrida pelo veículo, e por isso, será utilizada como fonte de obtenção de dados para o controlador no item a seguir.

4.3 ACOMPANHAMENTO DE UM TRAJETÓRIA DESEJADA

Confirmada a capacidade do modelo do sensoriamento de gerar uma estimativa condizente da trajetória teórica do veículo, é necessário, agora, avaliar a eficiência dos controladores *Fuzzy* utilizados no modelo em fornecer sinais de controle para os motores que permitam ao veículo corrigir sua trajetória de modo a seguir um caminho desejado. Para tanto, são realizadas simulações com diferentes trajetórias desejadas para confirmar e avaliar os parâmetros escolhidos para o modelo do controlador.

São utilizados dois métodos diferentes para controladores *Fuzzy*: o paramétrico e o do centroide. Os itens a seguir apresentam os resultados encontrados.

No controlador do tipo Mamdani, a tensão de saída é uma ponderação das regras de controle da tabela 3.2. Nela o controlador avalia o erro de distância e o erro de orientação, comparando-os com os intervalos das funções de pertinência, FIG 3.27 para orientação e FIG 3.28 para distância. No controlador do tipo paramétrico, as tensões de controle são calculadas como exposto nas equações 3.5.12, 3.5.13 e 3.5.14.

A primeira abordagem para realizar o controle do veículo baseia-se na ideia de que se o veículo apresentasse erro de orientação e de distância simultâneos o carro deveria realizar uma curva suave até zerar os dois erros. No entanto as simulações realizadas não apresentaram resultados satisfatórios como apresentado na Figura 4.19.

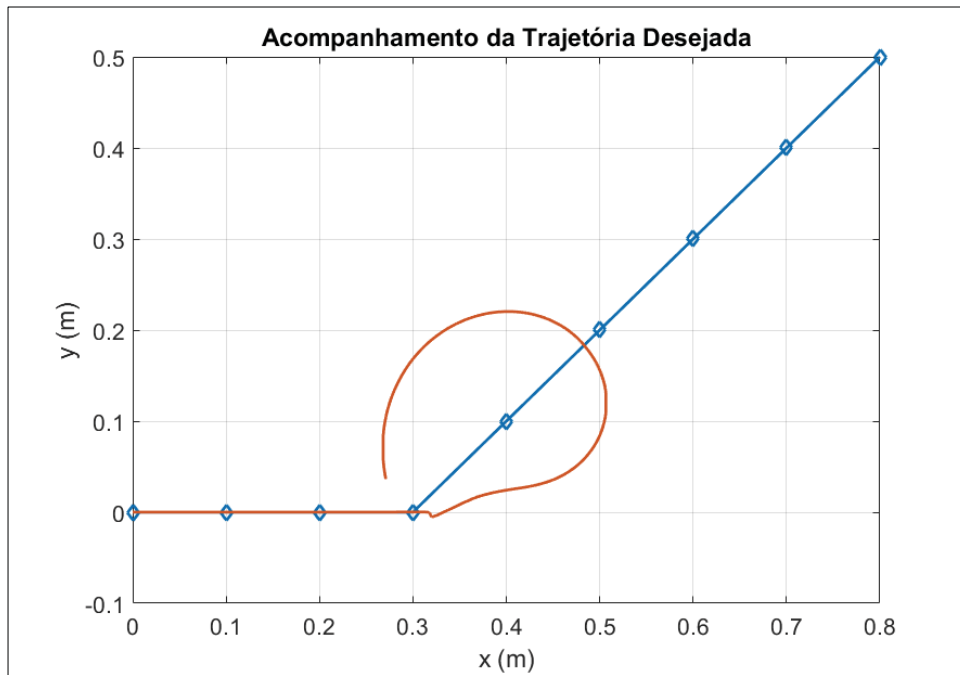


FIG 4.19 – Acompanhamento de uma Trajetória desejada

De acordo com a FIG 4.19, percebe-se que enquanto em linha reta, o veículo consegue seguir o caminho desejado, porém, no momento em que deveria buscar o primeiro ponto da reta inclinada, o carro perde o controle e não consegue alcançar o *checkpoint*. Esse resultado evidencia a incapacidade desse tipo de veículo de realizar uma curva suave. A falta de esterçamento, e consequentemente os grandes deslizamentos das rodas é uma possível explicação para esse fenômeno.

A análise do resultado acima leva a conclusão que quando existem erro de orientação e erro de distância simultâneos a abordagem deve ser diferente. A estratégia adotada para o controle foi de primeiro pivotar em torno do centro de massa, zerando o erro de orientação, e em seguida tentar zerar o erro de distância movendo-se em uma trajetória retilínea. Os parâmetros dos controladores utilizados foram baseados nessa abordagem.

Foram escolhidas trajetórias desejadas, de diferentes complexidades, para testar o funcionamento dos modelos de controlador. Nos itens a seguir, são expostos os resultados encontrados para os modelos construídos.

4.3.1 RETA 45 GRAUS – TIPO MAMDANI

Nessa primeira simulação, o veículo deve seguir reto segundo uma reta de direção de 45° no referencial global. O veículo atingiu o final da trajetória desejada em aproximadamente 7 segundos.

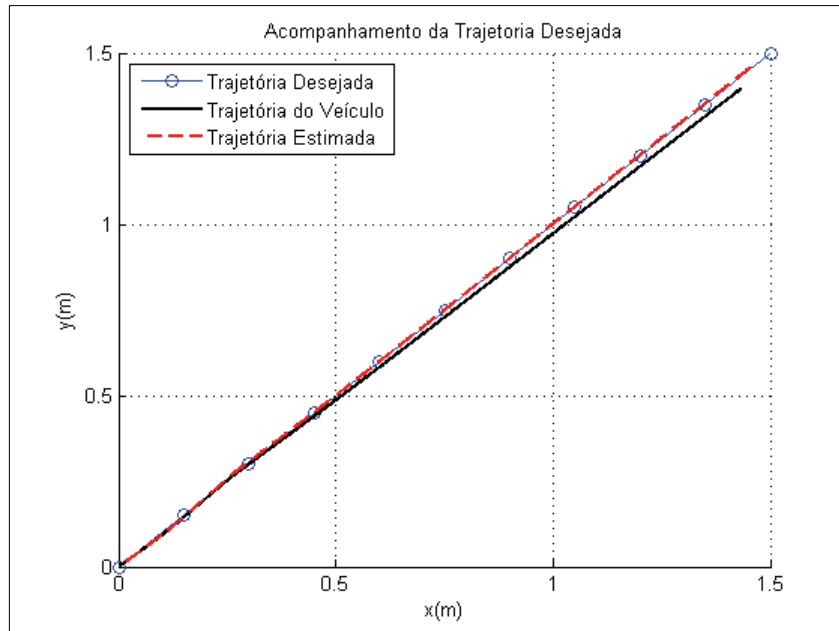


FIG 4.20 – Trajetórias desejada, estimada e real do veículo

Por ser uma linha reta, o veículo deveria ser capaz de seguir a trajetória sem apresentar nenhum tipo de erro de distância ou orientação significativo. Os erros encontrados se devem principalmente pelo fato de precisar mudar a direção do carro antes de seguir a reta.

Essa mudança de direção pode ser observada no gráfico de busca de checkpoints acima, onde o tempo de busca do ponto logo após a mudança de direção é consideravelmente maior que os outros. A busca de checkpoints começa no ponto de número dois pois o ponto de número 1 é a origem, isso se repete para todas as simulações apresentadas.

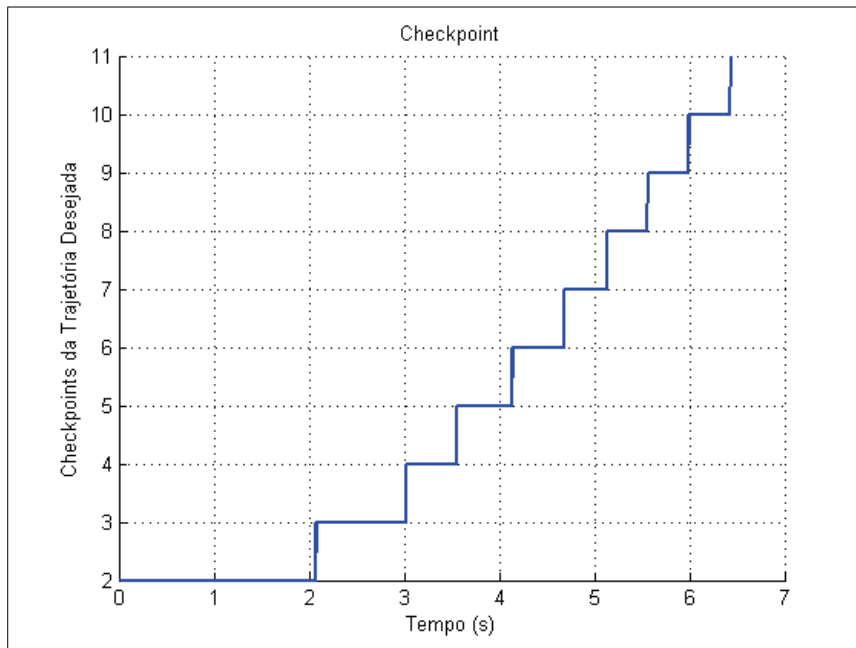


FIG 4.21 – Busca dos checkpoints ao longo do tempo de simulação

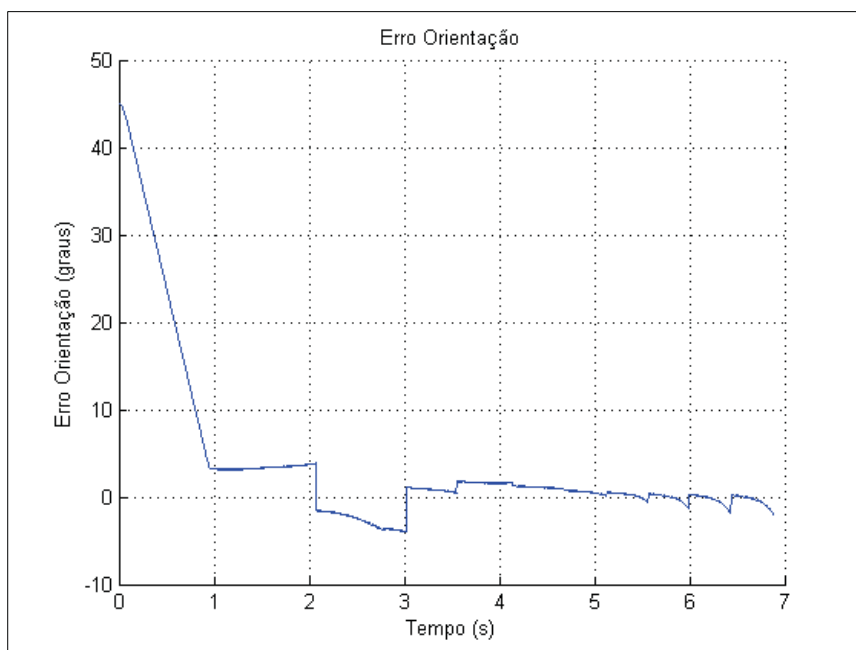


FIG 4.22 – Erro de orientação

Após a mudança de direção, o erro de orientação decresce até estabilizar em torno de zero com uma amplitude bem pequena.

Para o erro de distância, mostrado na figura a seguir, o erro de distância oscila em torno de um valor médio e o período de oscilação torna-se cada vez menor a medida que o carro se acomoda a nova direção.

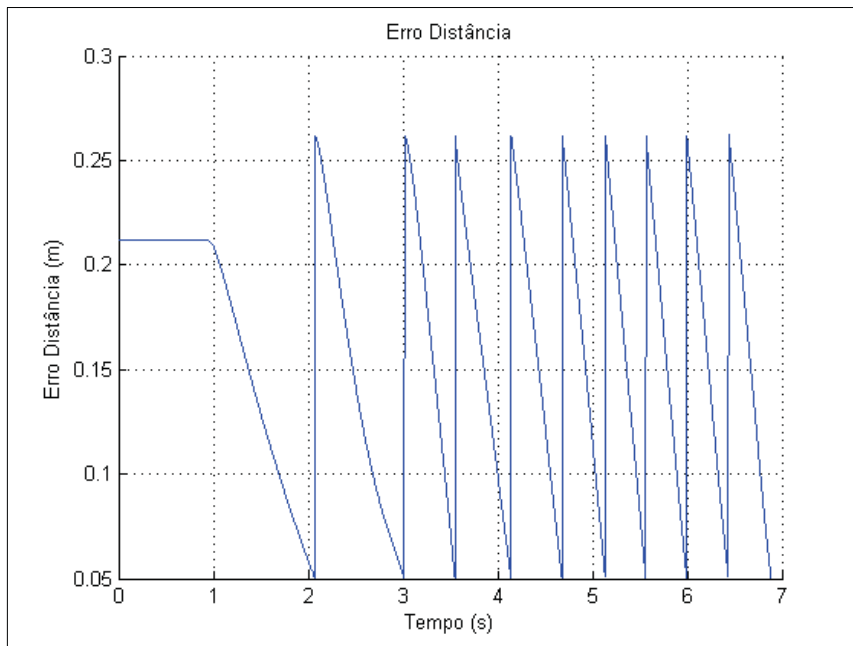


FIG 4.23 – Erro de distância

Para que o carro possa seguir a 45° da sua direção inicial, deve-se garantir que haja uma diferença nas tensões das rodas de cada lado do veículo. Como a curva é realizada a esquerda, as rodas da direita assumem a tensão máxima positiva de 12V e as rodas da esquerda assumem a tensão máxima no sentido contrário -12V. Quando, porém, o carro deve seguir somente em linha reta, as tensões tornam-se todas iguais e máximas de 12V, com leve alterações devidas, porém, ao fato do erro de orientação não ser exatamente zero.

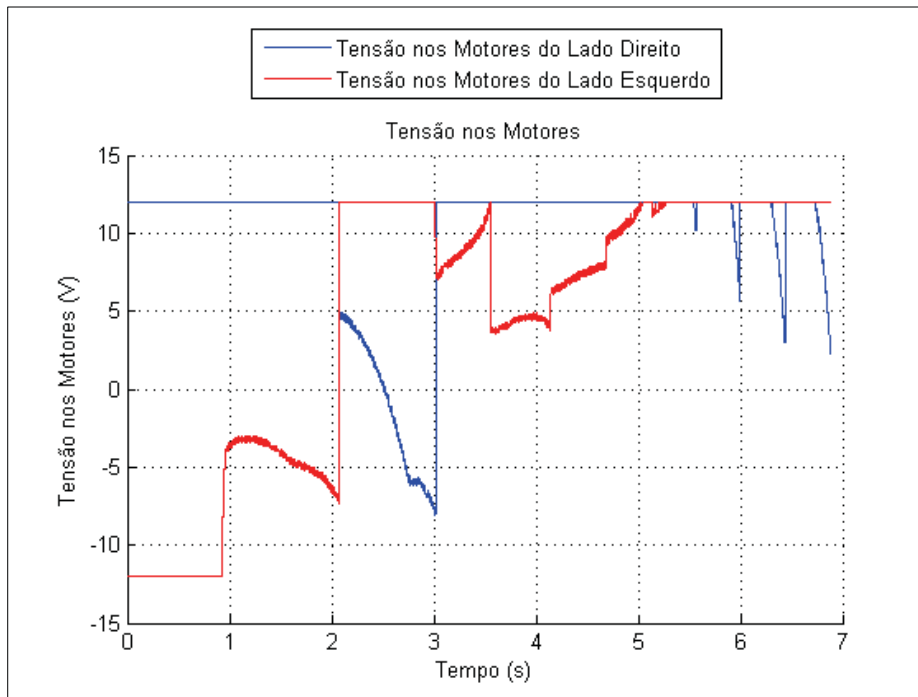


FIG 4.24 – Tensão nos motores das rodas

O ângulo de *yaw* do veículo aumenta até se estabilizar segundo a direção de 45 graus da curva desejada.

Pela figura FIG 4.25, percebe-se que enquanto o carro realiza sua mudança de direção, sua velocidade é nula, apesar da aplicação de tensão nos motores das rodas. A velocidade do veículo na direção *y* no referencial dele mesmo é aproximadamente constante e nula, enquanto que a velocidade em *x* do carro cresce conforme ele segue a reta da trajetória.

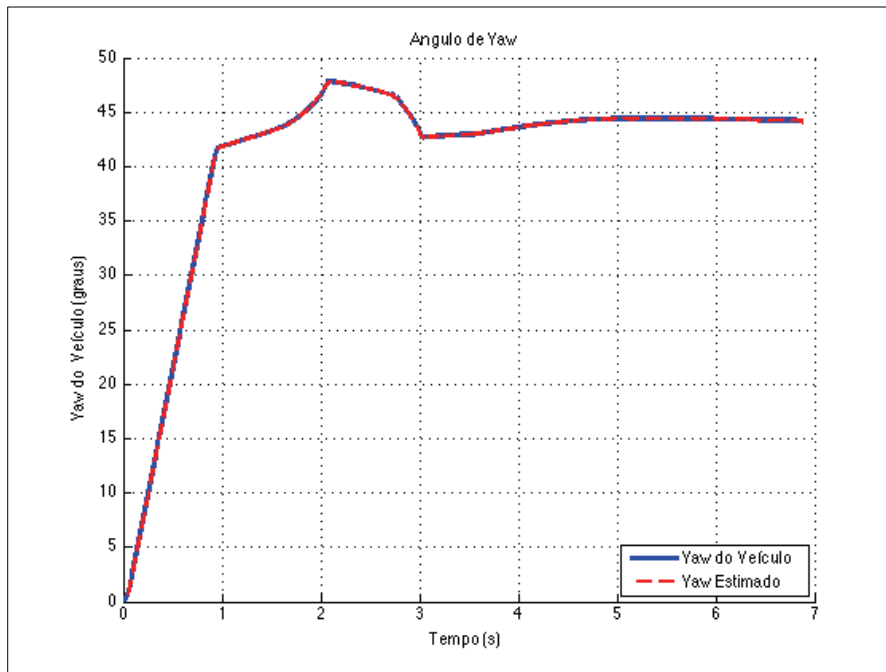


FIG 4.25 – Ângulo de yaw

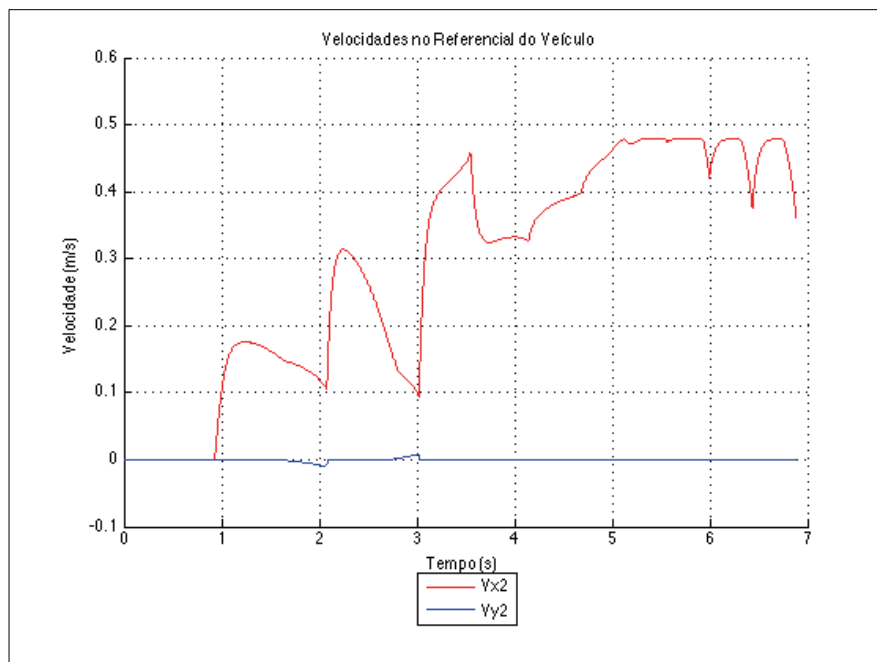


FIG 4.26 – Velocidades no referencial do veículo

4.3.2 RETA - 135 GRAUS

Nesse segundo caso, o veículo deve seguir uma reta na direção de -135 graus no referencial global. A situação é similar a anterior, a diferença reside na mudança de direção que é mais acentuada e para direita ao invés de ser para esquerda. Aqui são apresentados resultados para os dois tipos de controladores estudados.

• Tipo Mamdani

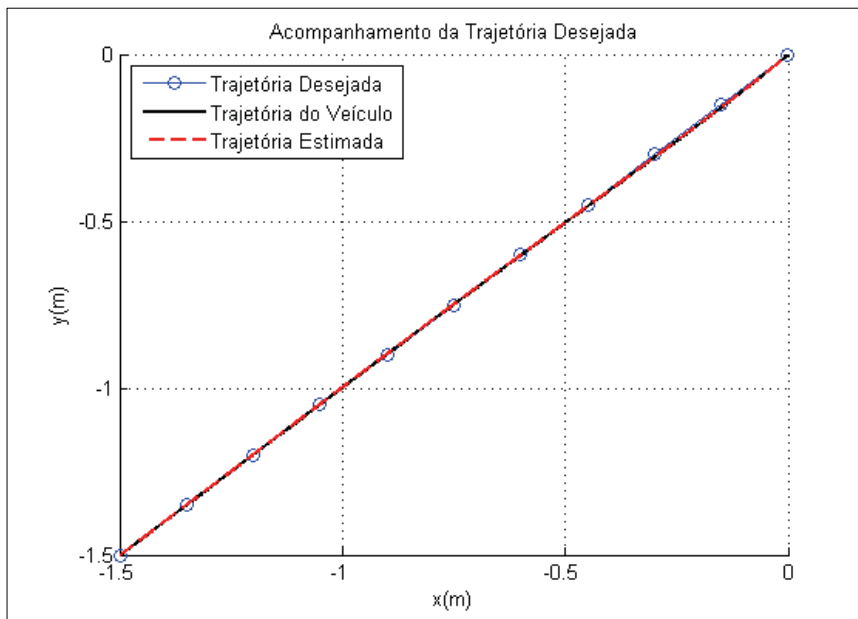


FIG 4.27 – Trajetórias desejada, estimada e real do veículo – Mamdani

A simulação durou 10 segundos. Como no caso anterior, por ser uma linha reta, os erros encontrados entre a trajetória desejada e a estimada se devem principalmente pelo fato de precisar mudar a direção do carro antes de seguir a reta.

A mudança brusca de direção pode ser observada no gráfico de busca de checkpoints abaixo, onde o tempo de busca do ponto logo após a mudança de direção é consideravelmente maior que os outros e também maior comparativamente ao caso anterior devido a mudança de direção mais acentuada.

Após a mudança de direção, o módulo do erro de orientação decresce até estabilizar em torno de zero com uma amplitude bem pequena.

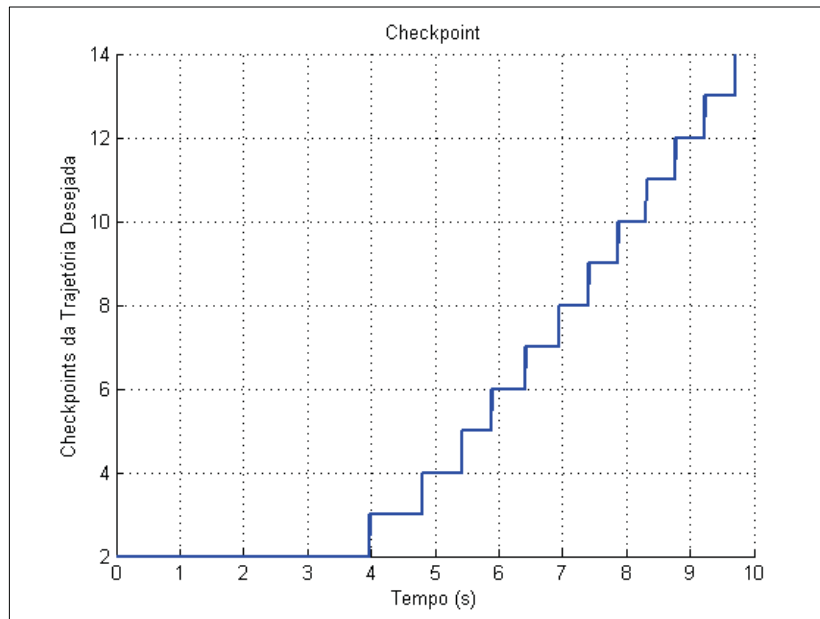


FIG 4.28 – Busca dos checkpoints ao longo do tempo de simulação – Mamdani

Para o erro de distância, mostrado na figura a seguir, o erro de distância oscila em torno de um valor médio e o período de oscilação torna-se cada vez menor a medida que o carro se acomoda a nova direção. Há também uma redução na amplitude do erro, pois, no início, a mudança brusca de direção faz com que o carro esteja longe do checkpoint da curva desejada, porém conforme entra-se em regime permanente a distância torna-se média com um valor consideravelmente menor.

Para realizar curva, é necessário alterar as tensões nos motores acoplados as rodas dando uma diferença entre cada um dos lados. Na curva acentuada para a direita, as rodas da direita devem receber menos tensão do que as rodas da esquerda para que possam rodar menos e assim o veículo faça curva.

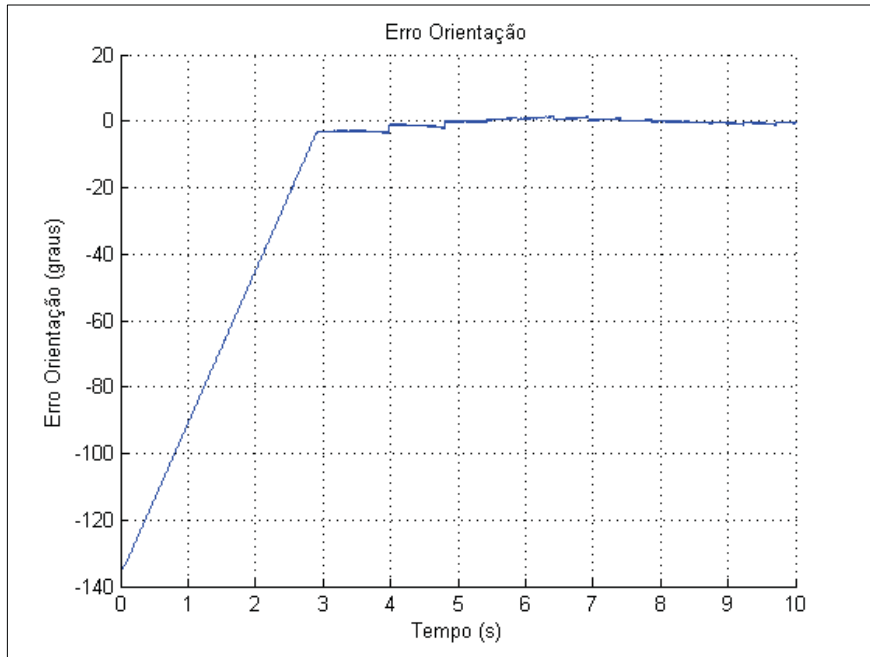


FIG 4.29 – Erro de orientação – Mamdani

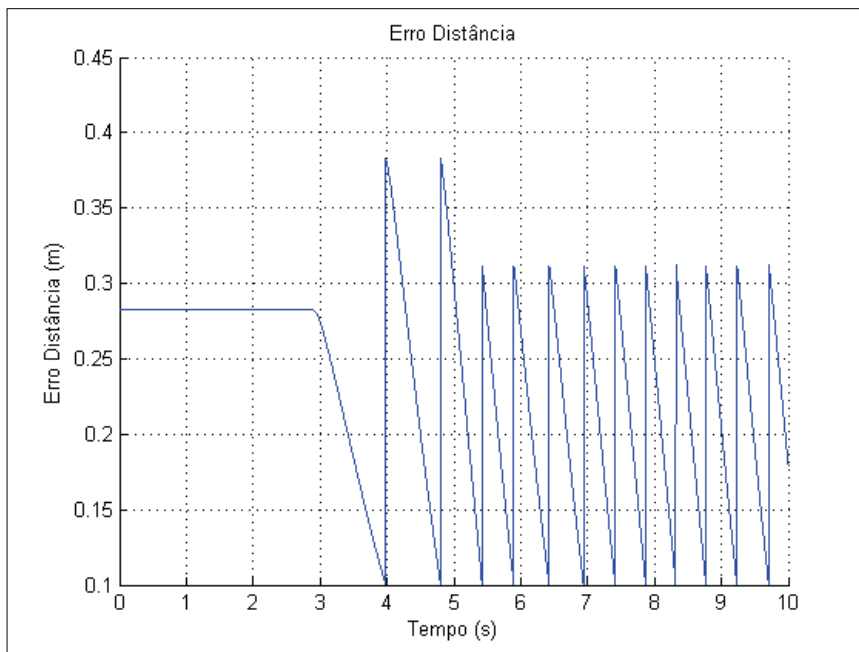


FIG 4.30 – Erro de distância – Mamdani

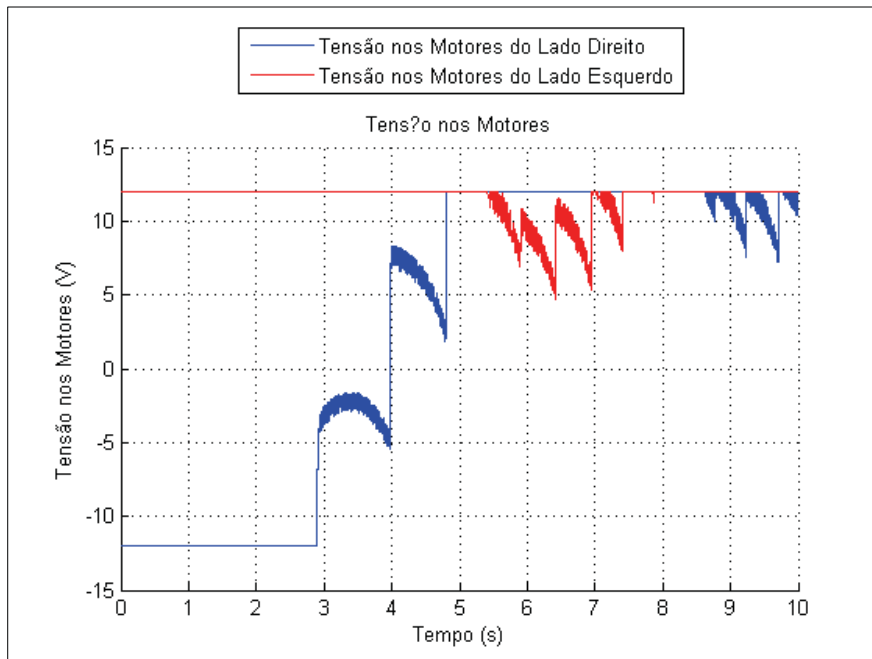


FIG 4.31 – Tensão nos motores das rodas – Mamdani

Como no caso anterior, as velocidades do veículo em seu próprio referencial se comportam da seguinte forma: a velocidade em x aumenta ao longo da trajetória, pois em linha reta todas as rodas são submetidas a tensão máxima de 12V, acelerando o veículo; e a velocidade em y se mantém praticamente constante e nula.

O ângulo de *yaw* do veículo diminui até estabilizar em torno de -135 graus.

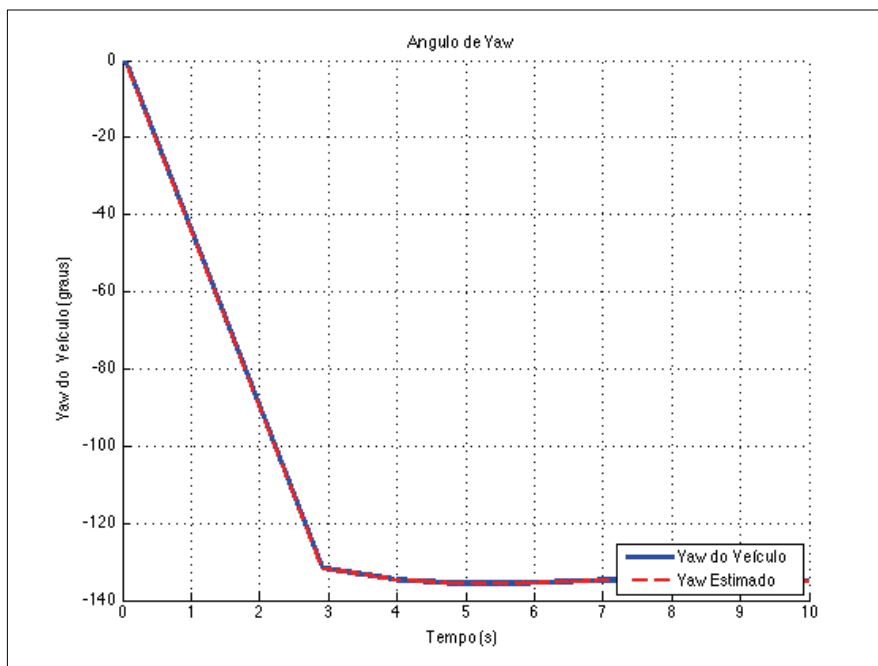


FIG 4.32 – Ângulo de *yaw* – Mamdani

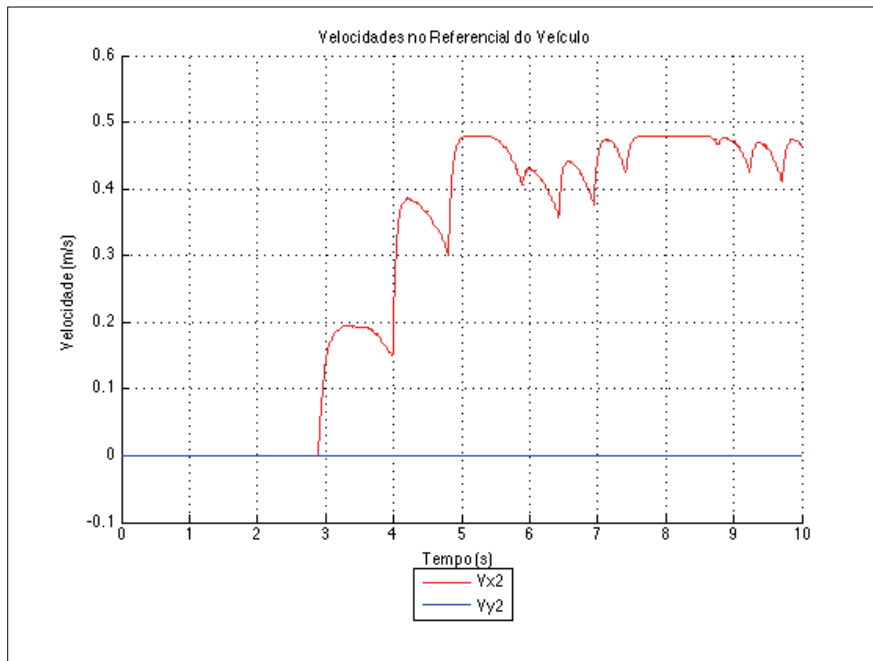


FIG 4.33 – Velocidades no referencial do veículo – Mamdani

• **Tipo Paramétrico**

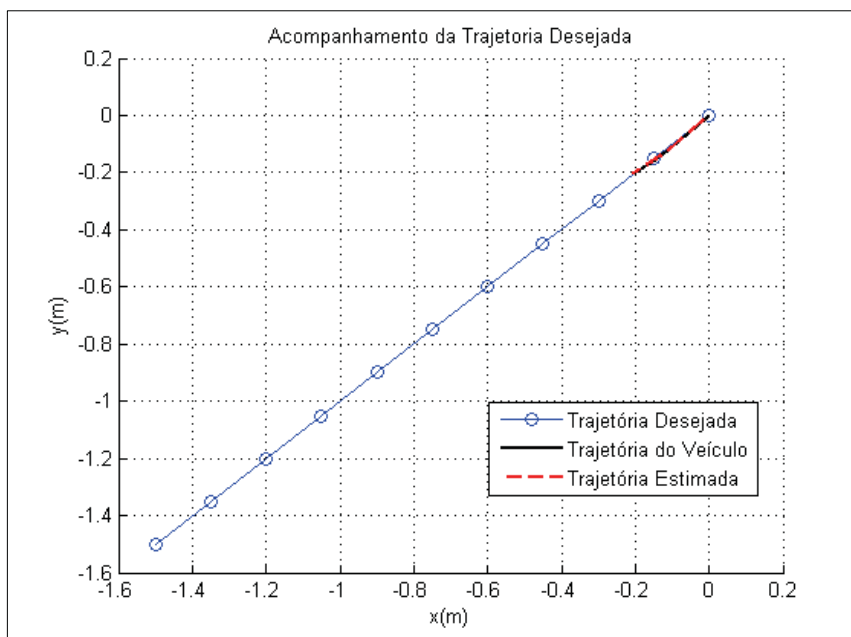


FIG 4.34 – Trajetórias desejada, estimada e real do veículo – Paramétrico

Observa-se, novamente, a eficiência do modelo de controlador e dos parâmetros escolhidos, que mantém a trajetória estimada coincidente com a trajetória desejada. A simulação durou 5 segundos.

A mudança brusca de direção pode ser observada no gráfico de busca de checkpoints na FIG 4.35: o tempo de busca do ponto logo após a mudança de direção é consideravelmente maior que os observados no item anterior.

Observa-se na FIG 4.36 o comportamento do erro da orientação. O erro inicia-se em -135° e é corrigido em cerca de 3 segundos. Observa-se que o controlador faz com que o veículo corrija a orientação desejada antes de levar o veículo a se locomover sobre a trajetória desejada, que pode ser comprovado pela FIG 4.37, que mostra o comportamento do erro da distância.

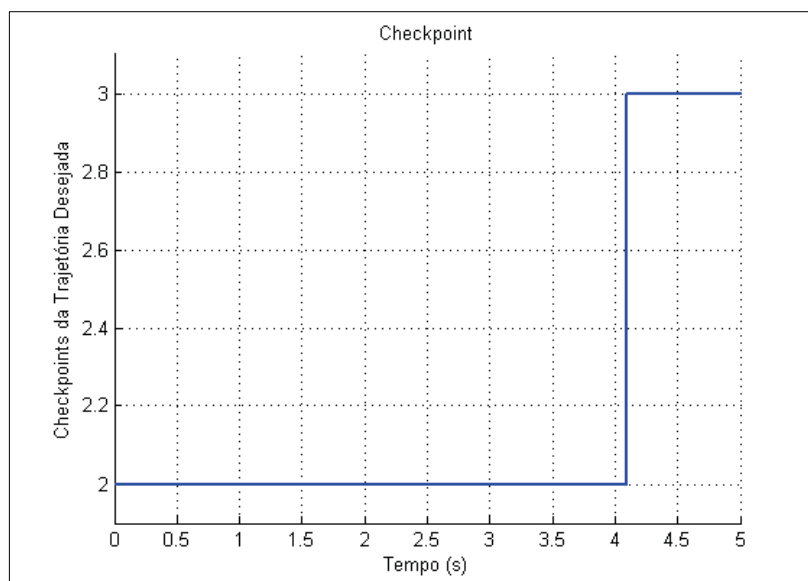


FIG 4.35 – Busca dos checkpoints ao longo do tempo de simulação – Paramétrico

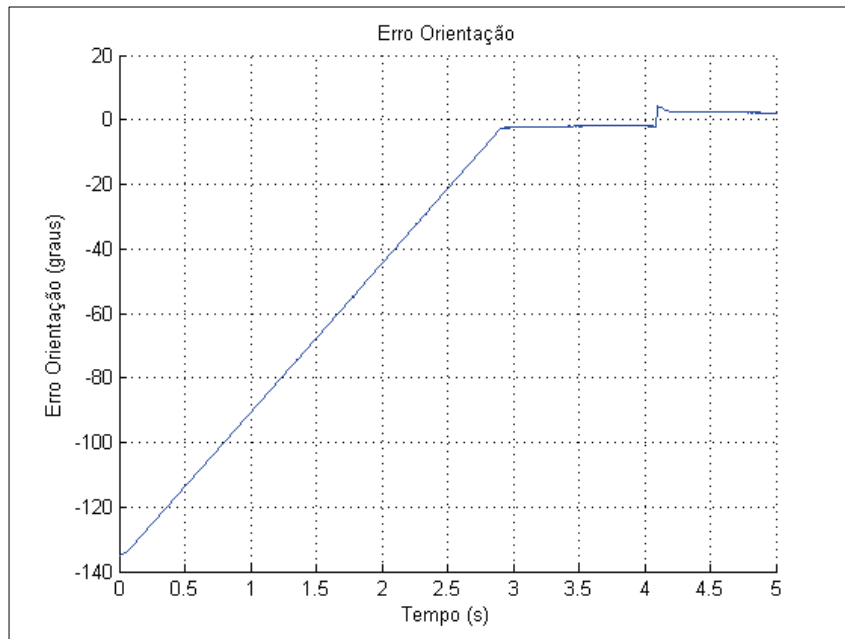


FIG 4.36 – Erro de orientação – Paramétrico

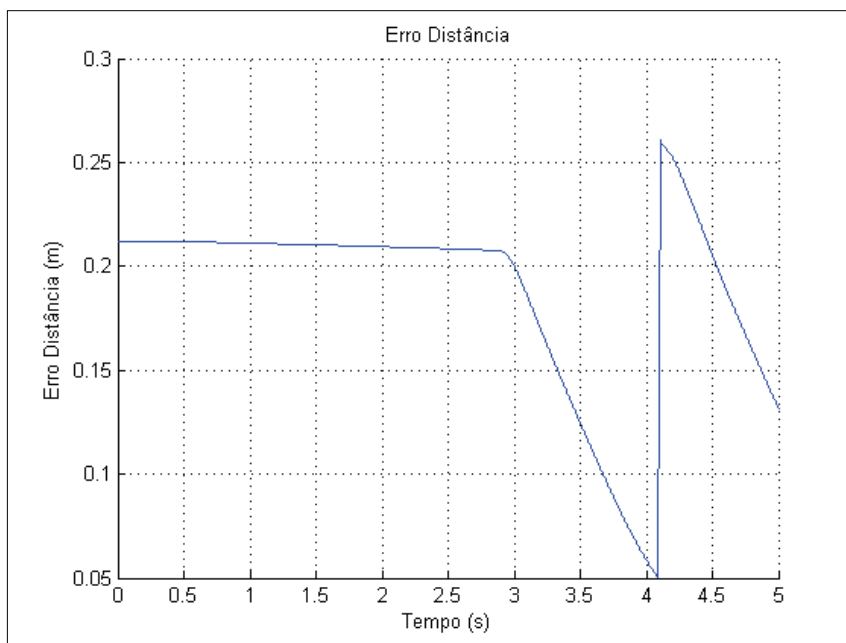


FIG 4.37 – Erro de distância – Paramétrico

Na FIG 4.38, que mostra as tensões atuantes nos motores elétricos, percebe-se pelos primeiros três segundos que, quando o erro de orientação é grande, o controlador faz com que o veículo priorize a correção da orientação, o que pode ser observado pelas tensões opostas nas rodas.

A FIG 4.39 mostra a variação na orientação do veículo. O ângulo de *yaw* começa nulo e diminui até se estabilizar em torno de -135 graus.

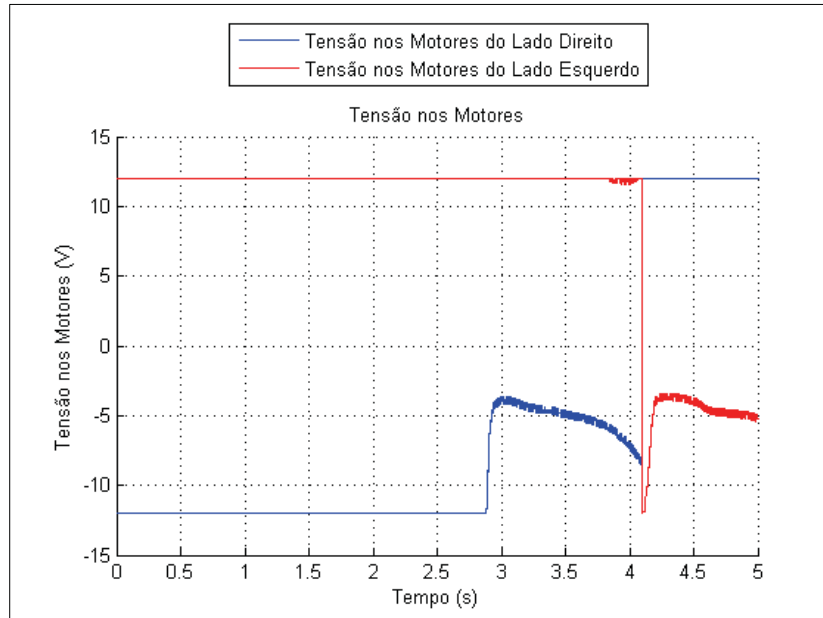


FIG 4.38 – Tensão nos motores das rodas – Paramétrico

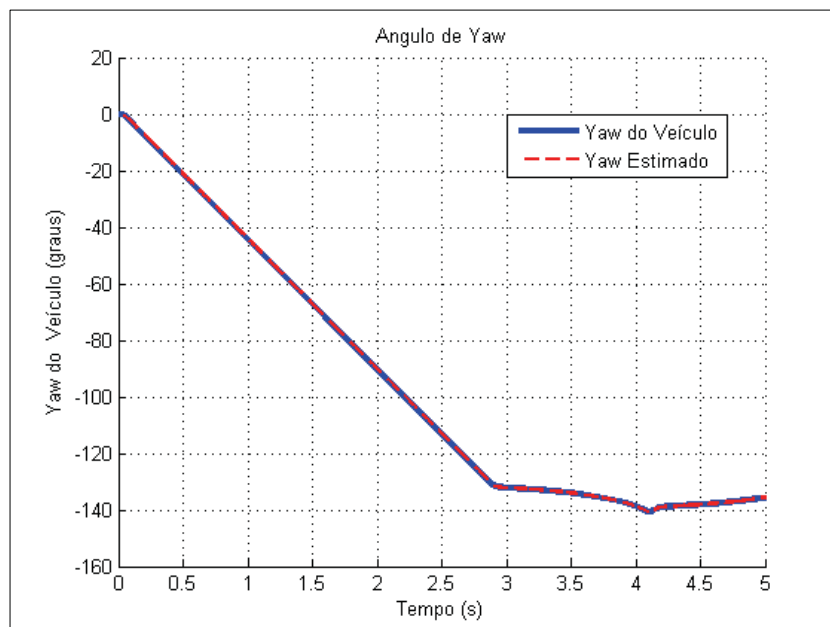


FIG 4.39 – Ângulo de *yaw* – Paramétrico

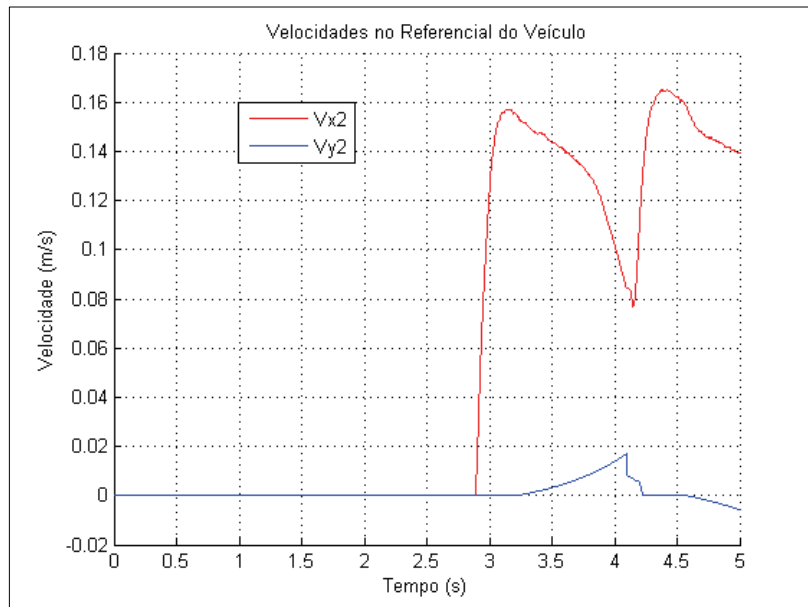


FIG 4.40 – Velocidades no referencial do veículo – Paramétrico

Observa-se em FIG 4.40 que o veículo possui velocidade linear nula nos três primeiros segundos, enquanto é feita a correção da orientação. Terminada essa correção, a velocidade aumenta significativamente para alcançar o próximo checkpoint. Ao se aproximar dos pontos de referência, a velocidade diminui em função da ponderação do erro da distância. Percebe-se que pela velocidade lateral do carro, representada pela velocidade na direção y do referencial solidário ao veículo, que existe pouco deslizamento no movimento.

4.3.3 RETA – RETA 45 GRAUS

Nessa simulação, o veículo deve seguir reto e depois de 60 cm de trajetória, deve fazer uma curva de 45° a esquerda.

- **Tipo Mamdani**

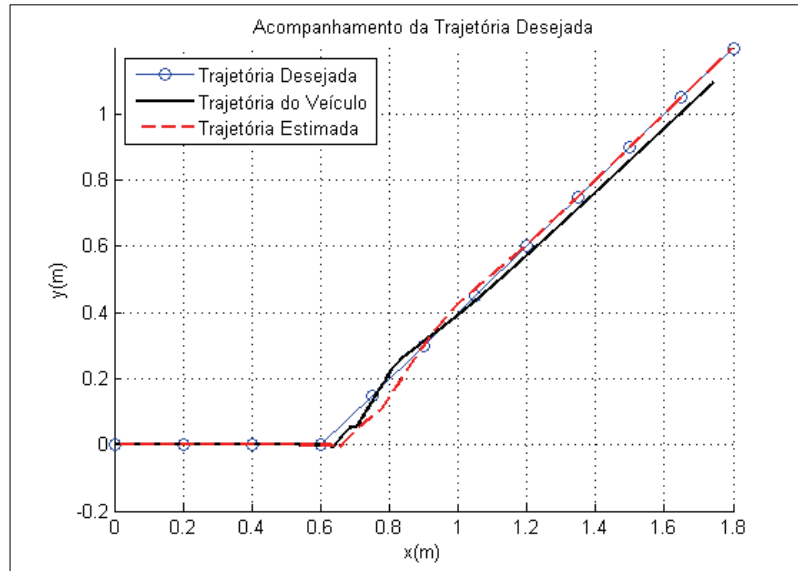


FIG 4.41 – Trajetórias desejada, estimada e real do veículo – Mamdani

A simulação durou 10 segundos. Existe uma certa facilidade do veículo em seguir em linha reta, porém devido ao tempo que o carro demanda para realizar a curva ele demora mais para atingir o próximo checkpoint.

Esse retardo na curva, pode ser observado também na figura FIG 4.34. O checkpoint 5 representa o ponto logo após a mudança de direção da trajetória desejada, sendo ele o ponto buscado por mais tempo, pois o veículo demora para chegar próximo a esse ponto segundo um raio de aceitação de 5 cm estipulado em torno dos checkpoints.

Após a mudança de direção da trajetória desejada, o erro de orientação torna-se muito grande e positivo porque a curva é para esquerda. Depois da acomodação na nova direção, o erro de direção torna-se nulo novamente, oscilando em torno deste valor com pequena amplitude.

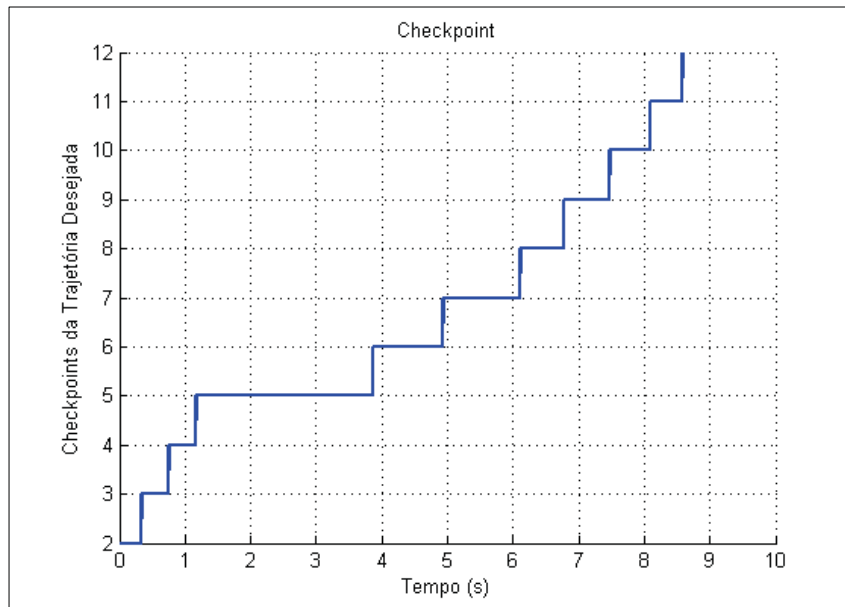


FIG 4.42 – Busca dos checkpoints ao longo do tempo de simulação – Mamdani

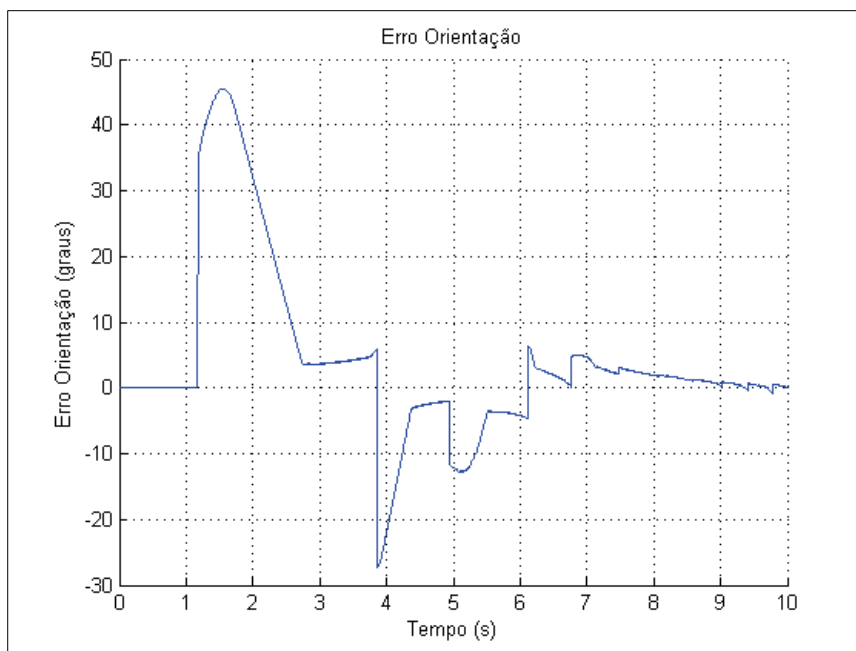


FIG 4.43 – Erro de orientação – Mamdani

Para o erro de distância, mostrado na figura a seguir, ocorre algo similar, a distância entre a trajetória estimada e a desejada fica oscilando em torno de um valor médio, porém após a curva, o período dessa oscilação aumenta até que o carro se acomode a nova direção.

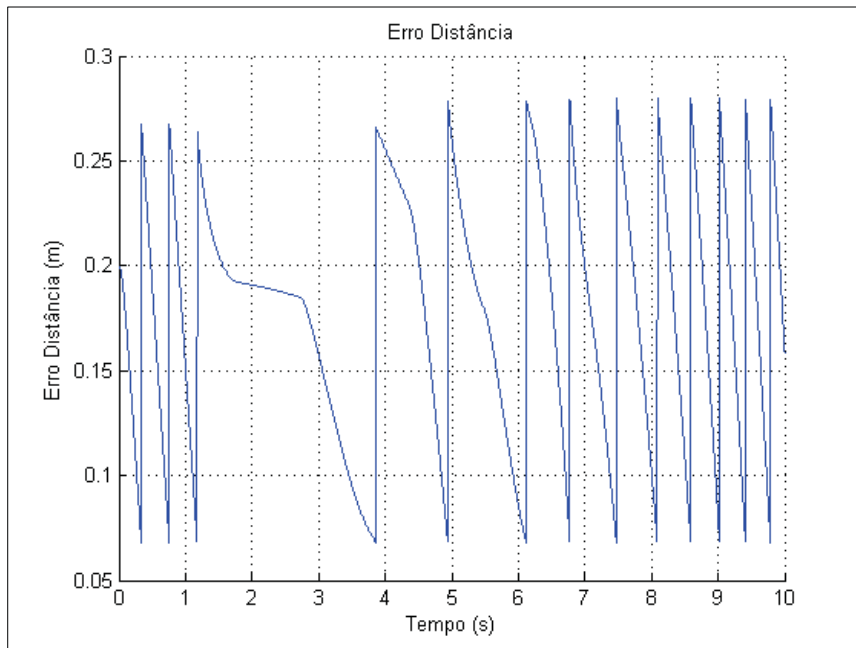


FIG 4.44 – Erro de distância – Mamdani

Para realizar curva, é necessário alterar as tensões nos motores acoplados as rodas dando uma diferença entre cada um dos lados. Na curva a esquerda, as rodas da direita devem receber mais tensão do que as rodas da esquerda para que possam rodar mais e assim o veículo faça curva.

As tensões em cada lado do carro variam de -12V a 12V. Quando o veículo segue em linha reta, todos os motores assumem tensão máxima e positiva igual a 12V, porém para realizar curva, os motores do lado direito continuam igual a 12V e as rodas da esquerda assumem -12V.

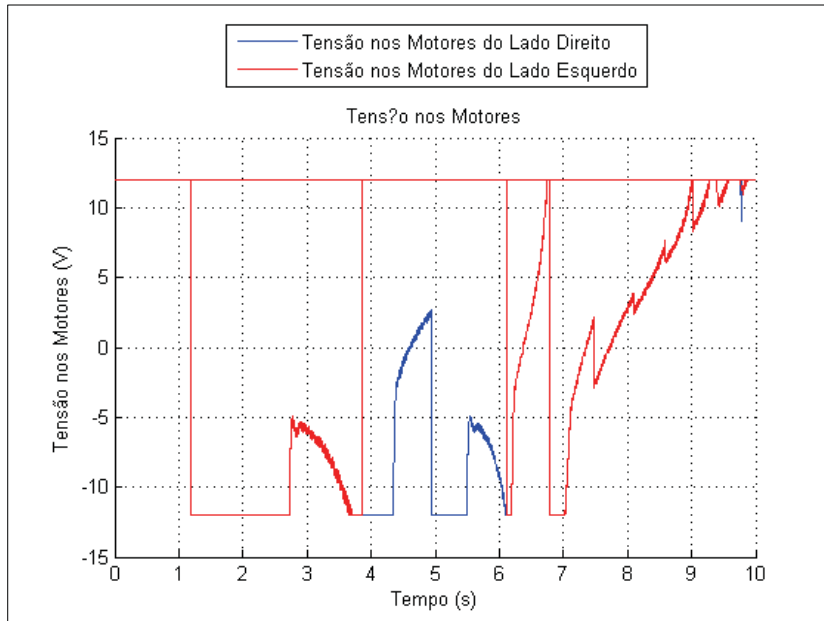


FIG 4.45 – Tensão nos motores das rodas – Mamdani

O ângulo de *yaw* do veículo dá um salto bem alto, pois devido ao retardo do controlador, o carro deve girar bastante para que possa encontrar a trajetória desejada. Porém, após a estabilização com a nova direção da curva, o carro passa ter *yaw* com valor igual ao valor da mudança de direção: 45 graus.

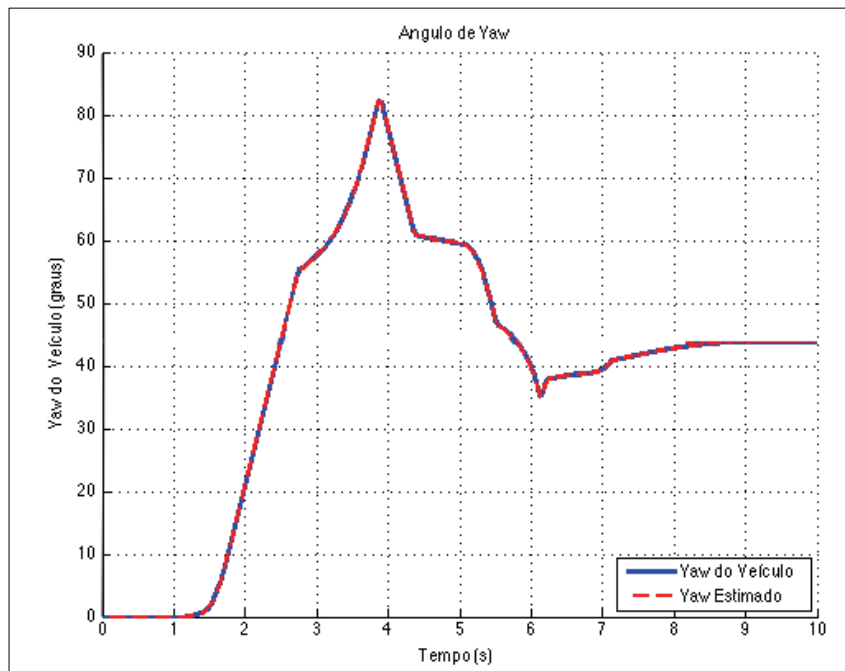


FIG 4.46 – Ângulo de *yaw* – Mamdani

Em linha reta, a velocidade em x do veículo em seu próprio referencial tende a aumentar pois as rodas são submetidas a tensão máxima de 12V, acelerando o carro. Porém, durante a curva o carro sofre uma desaceleração para garantir que a trajetória seja seguida.

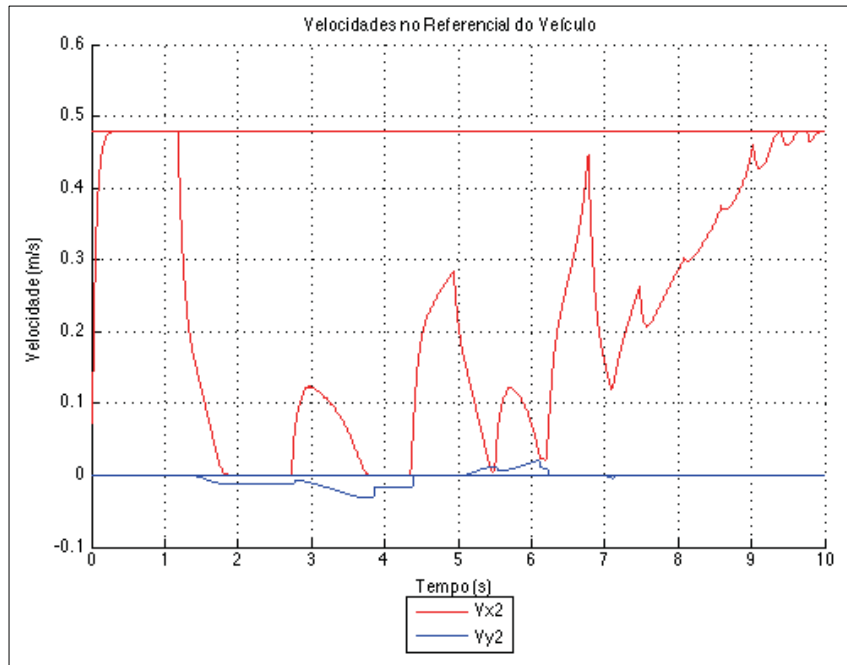


FIG 4.47 – Velocidades no referencial do veículo – Mamdani

• Tipo Paramétrico

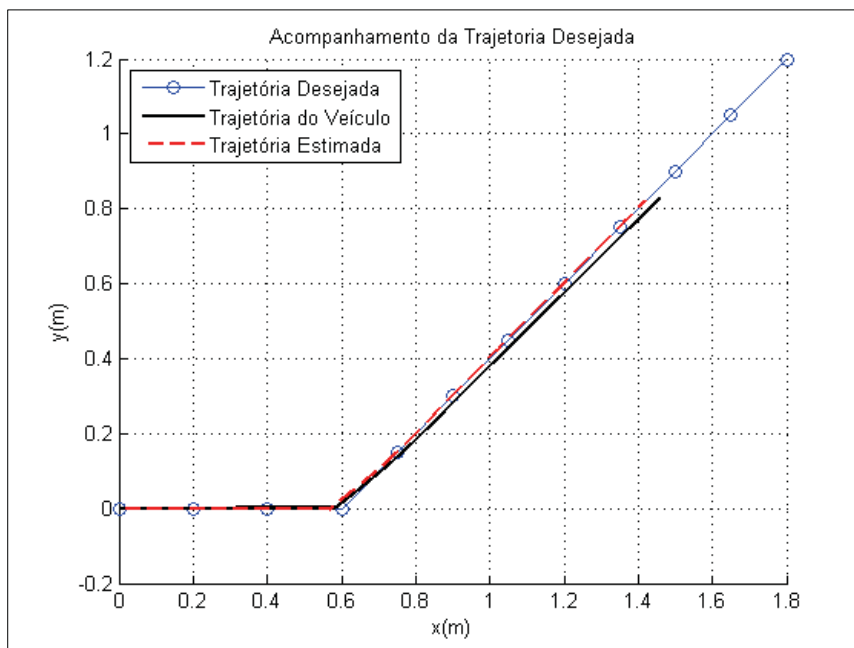


FIG 4.48 – Trajetórias desejada, estimada e real do veículo - Paramétrico

Na FIG 4.48, encontram-se os resultados para a primeira trajetória desejada, com duração de 10 segundos. Pode ser observado que o modelo do controlador se mostra eficiente, pois mantém a trajetória estimada coincidente com a desejada, assim, conclui-se que o erro na trajetória simulada do Veículo se deve às imprecisões do sensoriamento e não de erros no processo de controle. Nota-se que há uma antecipação da mudança de trajetória por causa de uma região de tolerância ao redor de cada ponto de referência que, quando o veículo atinge tal região, configura a troca para o próximo ponto de referência.

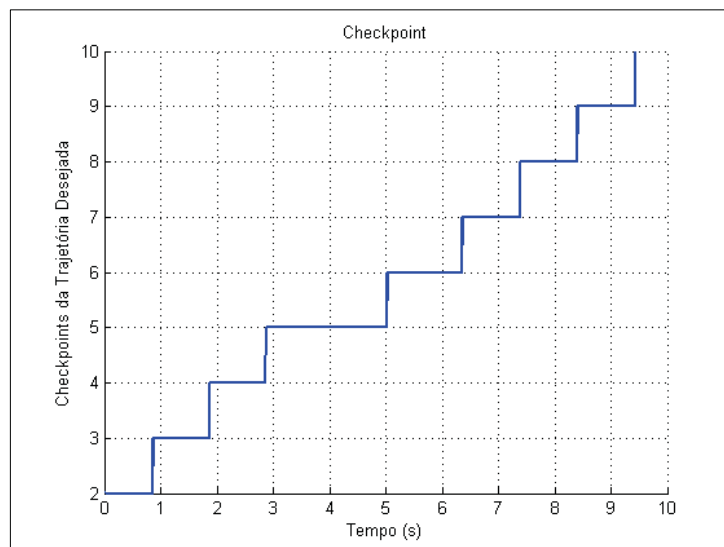


FIG 4.49 – Busca dos checkpoints ao longo do tempo de simulação - Paramétrico

Na FIG 4.49 são mostrados os instantes de tempo nos quais as trocas de ponto de referência da trajetória desejada ocorrem, o maior tempo na passagem do checkpoint 5 para o 6 se deve ao tempo necessário para a correção da direção.

A FIG 4.50 mostra o comportamento do sinal de erro da orientação. O pico observado no gráfico ocorre no instante em que é detectada a mudança de direção. Quando, na trajetória desejada, não existe mudança de direção, observa-se que o erro se mantém próximo a zero.

A FIG 4.51 mostra o comportamento do sinal de erro da distância. Cada pico observado no gráfico significa a troca de ponto de referência. Entre 3 e 4 segundos, observa-se que o gráfico possui um trecho de erro constante, que ocorre no momento da correção da direção, que pode ser comprovado pelo instante do pico no gráfico da FIG 4.50.

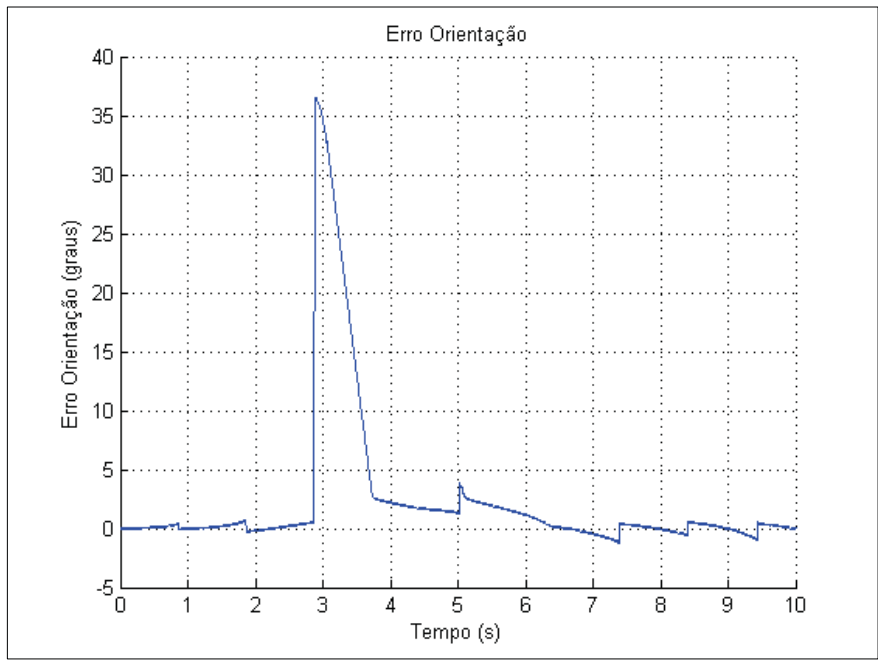


FIG 4.50 – Erro de orientação – Paramétrico

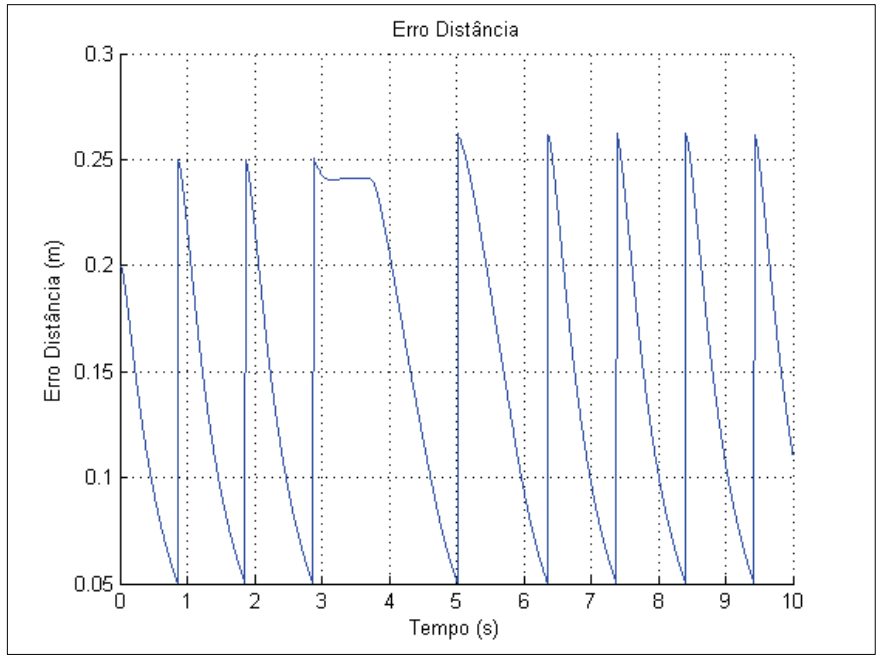


FIG 4.51 – Erro de distância – Paramétrico

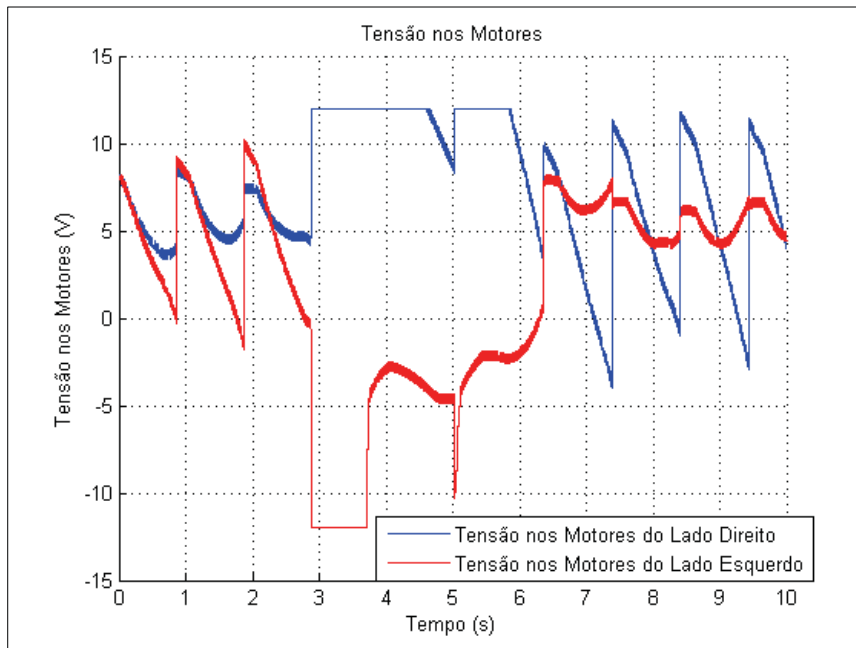


FIG 4.52 – Tensão nos motores das rodas – Paramétrico

A FIG 4.52 mostra os sinais de controle (tensões nos motores) emitidos pelo modelo do controlador. As constantes variações na tensão fornecida se devem às repetidas aproximações e mudança de pontos de referência. Quando é identificada a necessidade de mudança de direção na trajetória, próximo a 3 segundos, o controlador induz tensões opostas nos lados direito e esquerdo, o que causa o pivoteamento.

A FIG 4.53 mostra as variações na direção do veículo ($\hat{\text{Ângulo de } Yaw}$). Como a precisão do giroscópio escolhido para ser modelado é de 0.05° , o ângulo de *yaw* medido se mantém bastante próximo do ângulo de *yaw* do veículo. Disso, conclui-se que o erro na estimação da trajetória se deve à necessidade de integrar as acelerações medidas para obter as posições.

A FIG 4.54 mostra as velocidades no referencial solidário ao veículo. As oscilações na velocidade em *x2* ocorrem porque o controlador reduz as tensões nos motores ao se aproximar do ponto de referência desejado, fazendo com que o veículo também tenha sua velocidade reduzida. Quando ocorre uma mudança do checkpoint, a distância entre o veículo e o ponto desejado aumenta e o controlador faz com que a velocidade aumente. Entre 3 e 4 segundos ocorre um período de velocidade praticamente nula, quando é feita a correção da orientação.

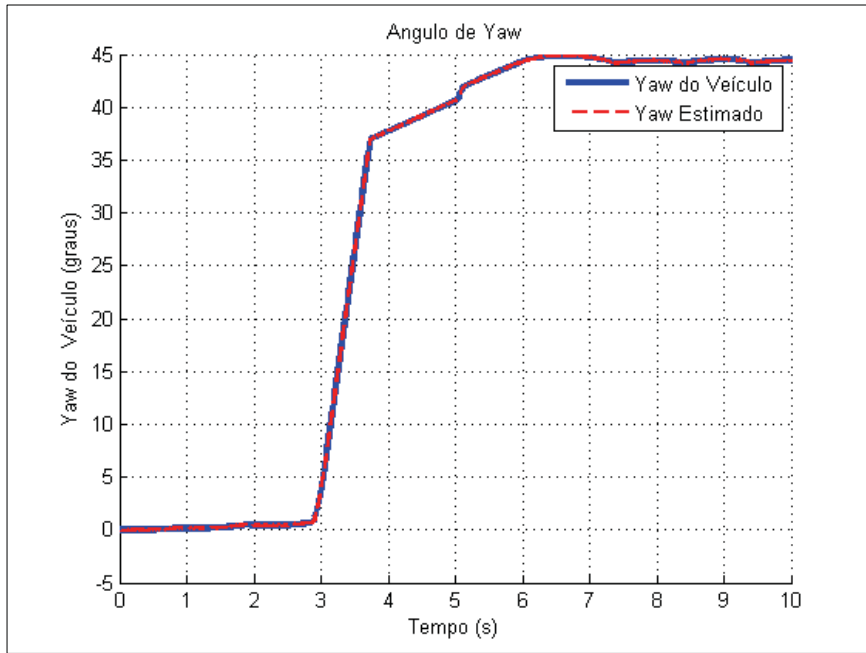


FIG 4.53 – Ângulo de *yaw* – Paramétrico

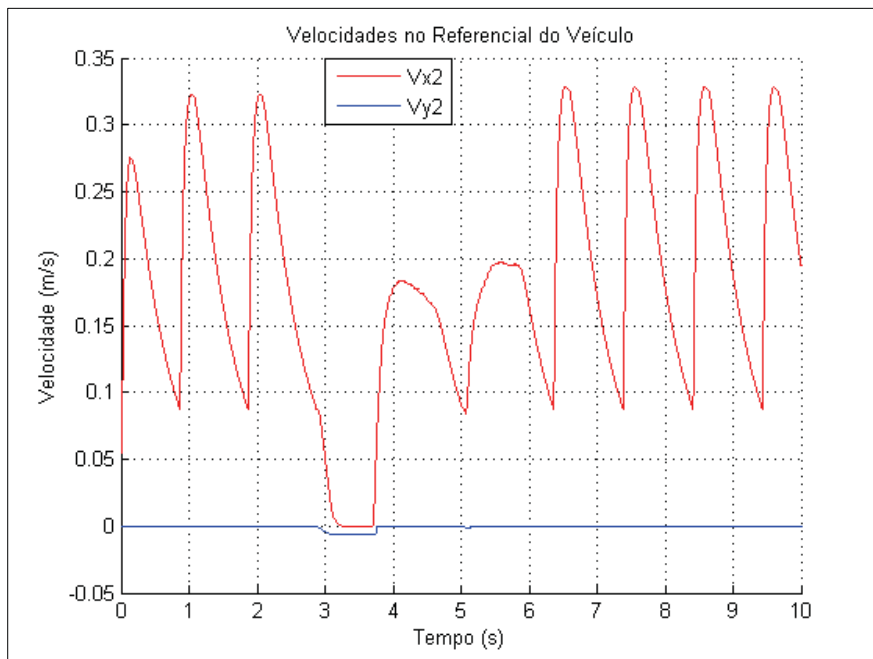


FIG 4.54 – Velocidades no referencial do veículo – Paramétrico

4.3.4 RETA NEGATIVA – RETA 45 GRAUS

Nessa simulação, o veículo deve seguir reto no sentido negativo do eixo x, no referencial fixo, e depois de 60 cm de trajetória, deve fazer uma curva a direita de 45°.

A situação é análoga a anterior, porém o carro anda no sentido negativo do x global, sendo necessário, portanto, uma mudança de direção inicial de 180° e depois da linha reta inicial, uma mudança de direção a direita ao invés de a esquerda. Essa simulação é importante para verificar a capacidade do controlador de atuar com posições desejadas em todos os quadrantes.

- **Tipo Mamdani**

O tempo de simulação aqui aumentou para em torno de 15 segundos, de forma a garantir que o veículo tivesse tempo suficiente para realizar toda a trajetória.

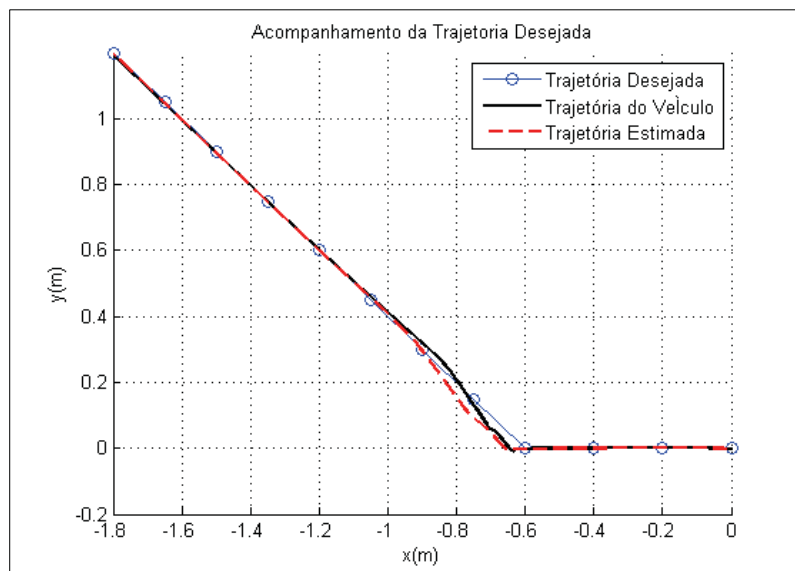


FIG 4.55 – Trajetórias desejada, estimada e real do veículo – Mamdani

Na figura acima, no intervalo de x [-0.6 -0.5] m é possível perceber o tempo demandado pelo veículo para iniciar a mudança de direção, pois as curvas estimadas e real continuam em linha reta por mais tempo do que a curva desejada.

Observando a figura FIG 4.56, quando o carro está virando para trás, seu ângulo de yaw aumenta até 180° durante 4 segundos e, para isso, as tensões aplicadas as rodas da direita é máxima e positiva igual a 12V, enquanto que a tensão nas rodas da esquerda é máxima e negativa igual a -12V. Durante os dois segundos em linha reta, a tensão nas

rodas da esquerda vai aumentando até atingir o valor máximo positivo. Logo após a segunda mudança de direção o ângulo de *yaw* decresce e estabiliza em torno de 135°. Para essa curva de 45° a direita, as tensões nas rodas da esquerda são máximas e positivas e a tensão nas rodas da esquerda, máximas e negativas.

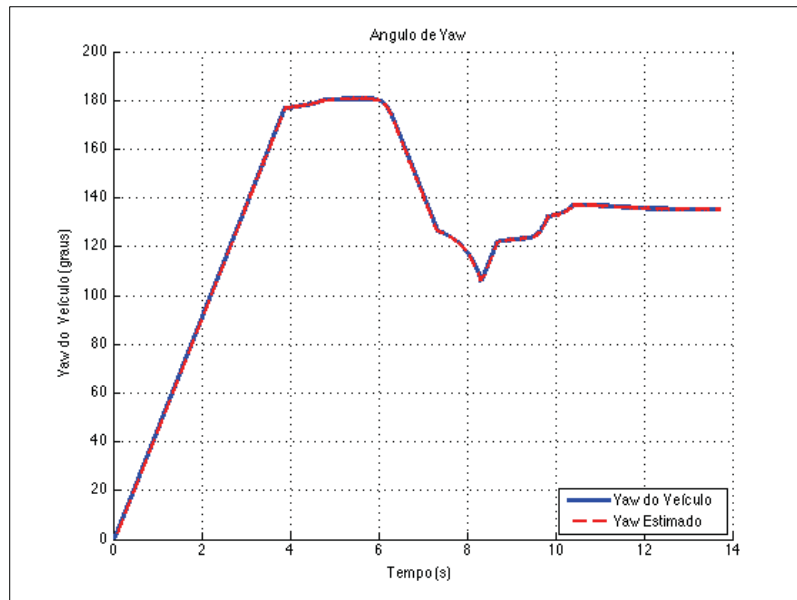


FIG 4.56 – Ângulo de *yaw* – Mamdani

Corroborando com o apresentado até agora, a velocidade do veículo em seu próprio referencial, seja em x ou em y, é nula durante a rotação em torno do próprio eixo de forma a girar para trás. Depois disso, a velocidade em x aumenta em linha reta e diminui durante a curva.

• Tipo Paramétrico

A FIG 4.82 mostra as trajetórias obtidas na simulação durante 10 segundos. Pode-se perceber que existe uma facilidade do veículo em seguir em linha reta e, por causa da tolerância na detecção dos pontos de referência, ocorre uma antecipação da mudança de direção. Em comparação com a trajetória de Reta – Reta 45°, o veículo percorre um menor número de checkpoints da trajetória desejada em função do tempo necessário para corrigir a orientação. É, então, confirmada a capacidade do modelo de controlador

em atuar com parâmetros no 2º e 3º quadrantes. É notado que o controlador faz com que o veículo não ande de ré, ele corrige a orientação e desloca-se para frente.

Verifica-se uma velocidade de rotação para correção da orientação é semelhante para os dois tipos de controladores.

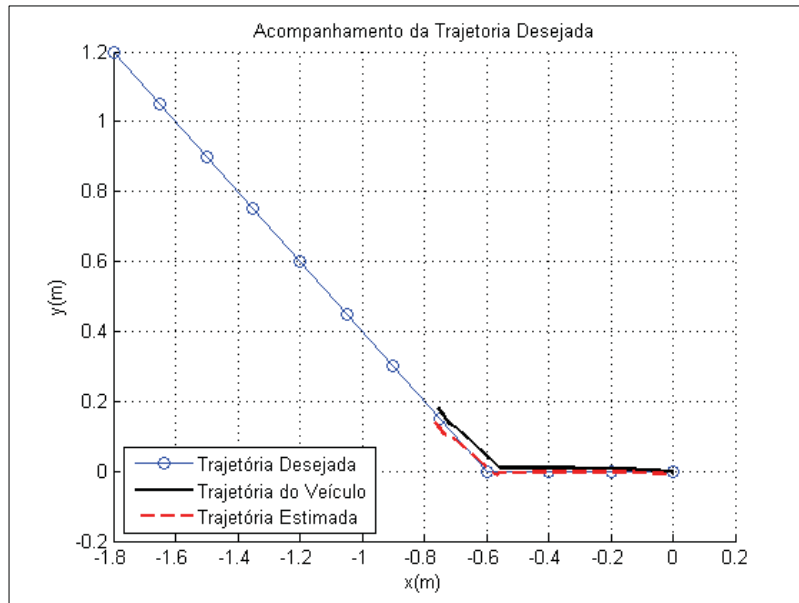


FIG 4.57 – Trajetórias desejada, estimada e real do veículo – Paramétrico

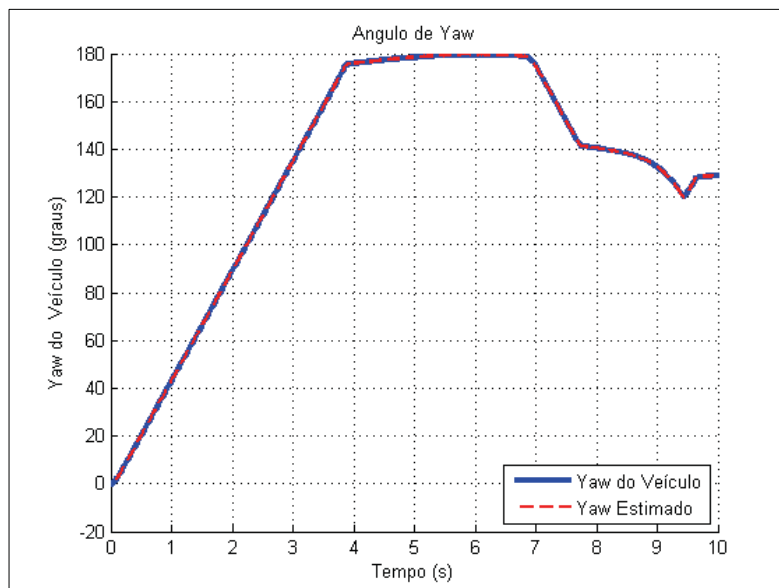


FIG 4.58 – Ângulo de yaw – Paramétrico

4.3.5 RETA – RETA -45 GRAUS

Nessa simulação, o veículo deve seguir reto e depois de 60 cm de trajetória, deve fazer uma curva a direita de 45°.

- **Tipo Mamdani**

O tempo de simulação aqui volta a ser em torno de 10 segundos, pois não há duas mudanças de direção, somente uma, o que agiliza o controlador.

Nesse caso, todos os resultados devem ser similares aos da simulação anterior, pois a trajetória desejada continua sendo uma linha reta, uma curva de 45° a direita e depois mais um deslocamento em linha reta. Porém, aqui, não há uma rotação inicial em torno do próprio eixo.

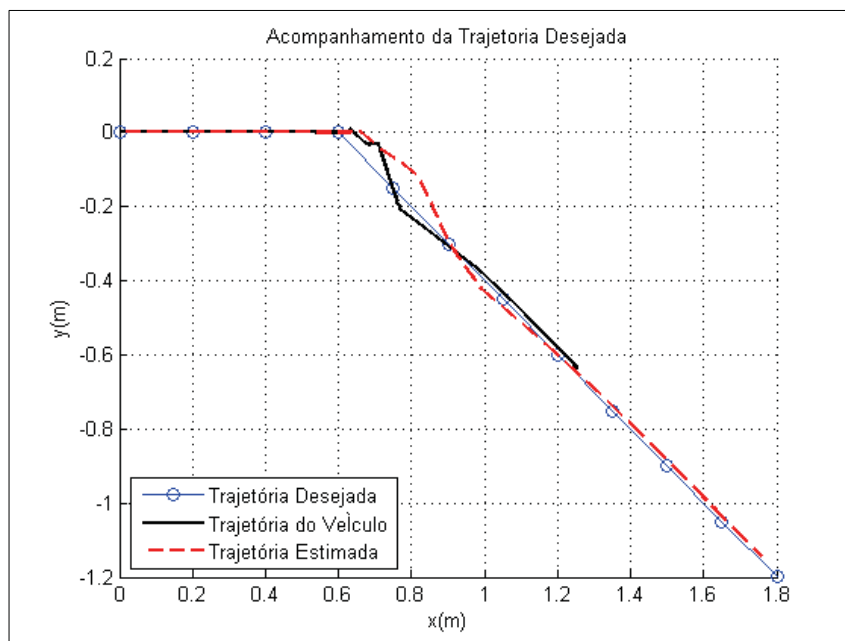


FIG 4.59 – Trajetórias desejada, estimada e real do veículo – Mamdani

No intervalo de x [0.6 0.8] m é possível perceber o retardo do controlador, pois as curvas estimadas e real continuam em linha reta por mais tempo do que a curva desejada.

• Tipo Paramétrico

Novamente, todos os resultados devem ser similares aos da simulação anterior, pois a trajetória desejada continua sendo uma linha reta, uma curva de 45° a direita e depois mais um deslocamento em linha reta. Porém, aqui, não há uma rotação inicial em torno do próprio eixo.

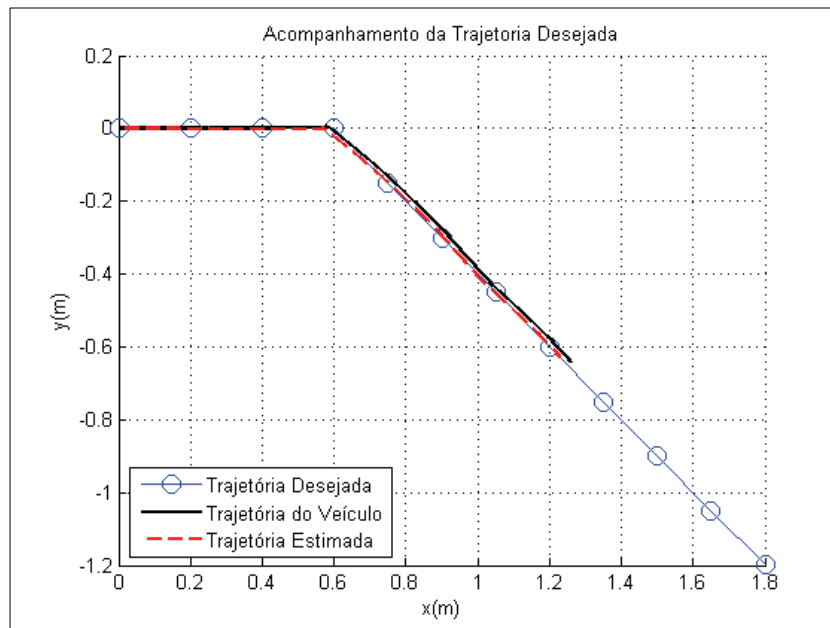


FIG 4.60 – Trajetórias desejada, estimada e real do veículo – Paramétrico

4.3.6 ZIG ZAG

Nessa simulação, o veículo deve realizar um zig zag. Como há diversas mudanças de direção que ocorrem sucessivamente, o tempo simulação precisou ser aumentada consideravelmente para permitir que toda a trajetória fosse seguida.

• Tipo Mamdani

O tempo foi de 150 segundos. Além disso, para evitar que o veículo não esteja muito rápido no momento em que deve realizar a curva e dessa forma derrapar e se afastar muito do checkpoint e assim ter mais trabalho para retornar a trajetória desejada,

a tensão foi limitada ainda mais, evitando que atingisse a tensão máxima nos pontos anteriores a mudança de direção, mesmo que em linha reta.

Dessa forma, o intervalo da função de pertinência da saída de tensão foi limitado para $[-12\ 12]V$, conforme a figura FIG 3.30.

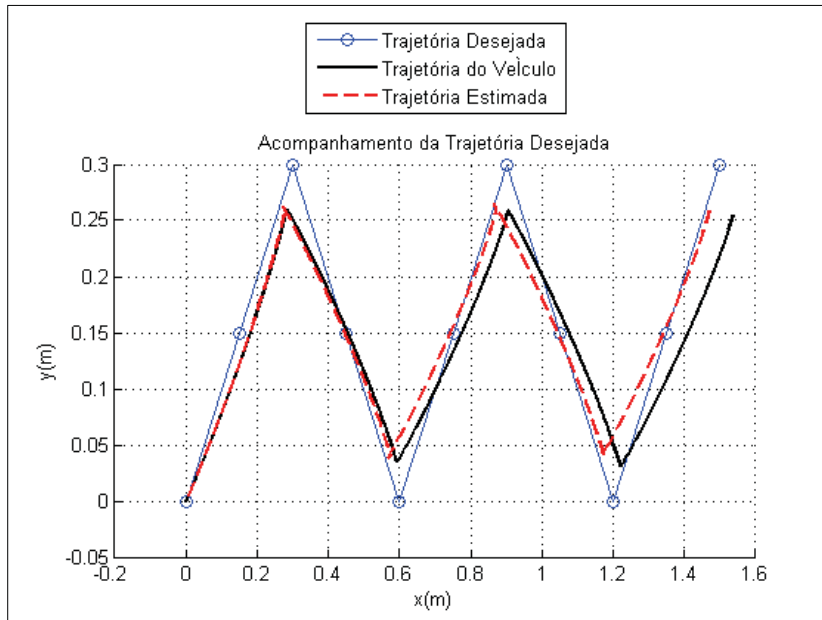


FIG 4.61 – Trajetórias desejada, estimada e real do veículo – Mamdani

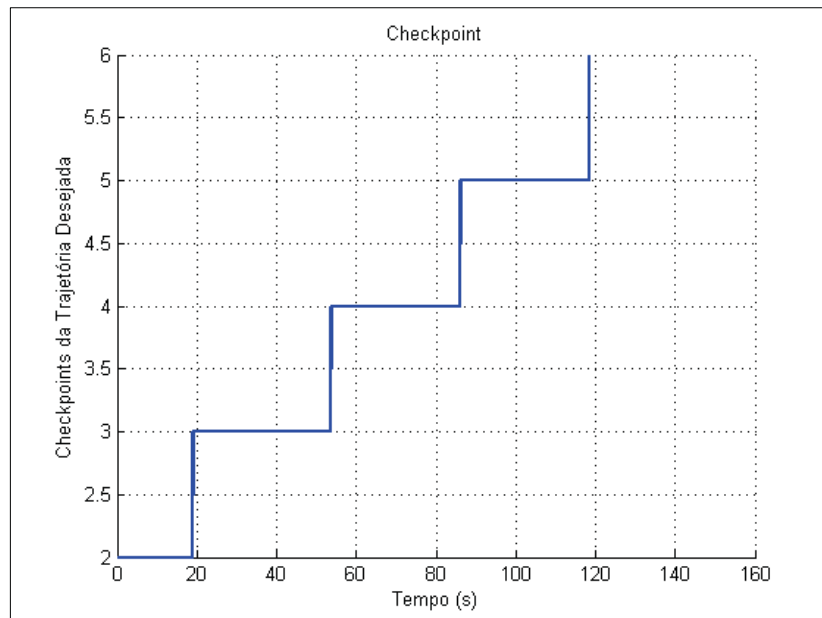


FIG 4.62 – Busca dos checkpoints ao longo do tempo de simulação – Mamdani

Observando o gráfico do erro de orientação, percebe-se que o veículo muda de direção de forma brusca e tenta se acomodar a nova direção, porém não há tempo hábil até a próxima mudança de direção.

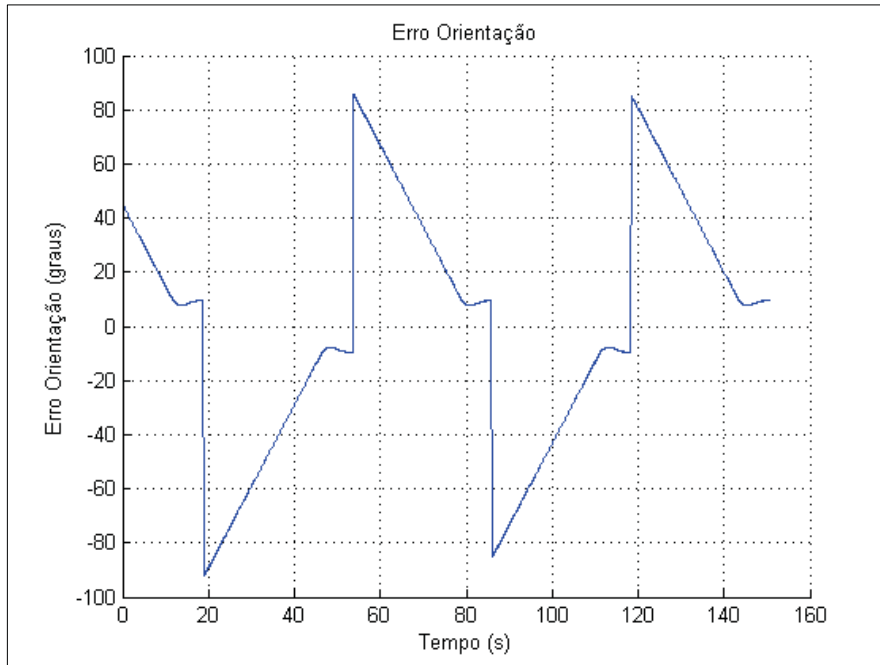


FIG 4.63 – Erro de orientação – Mamdani

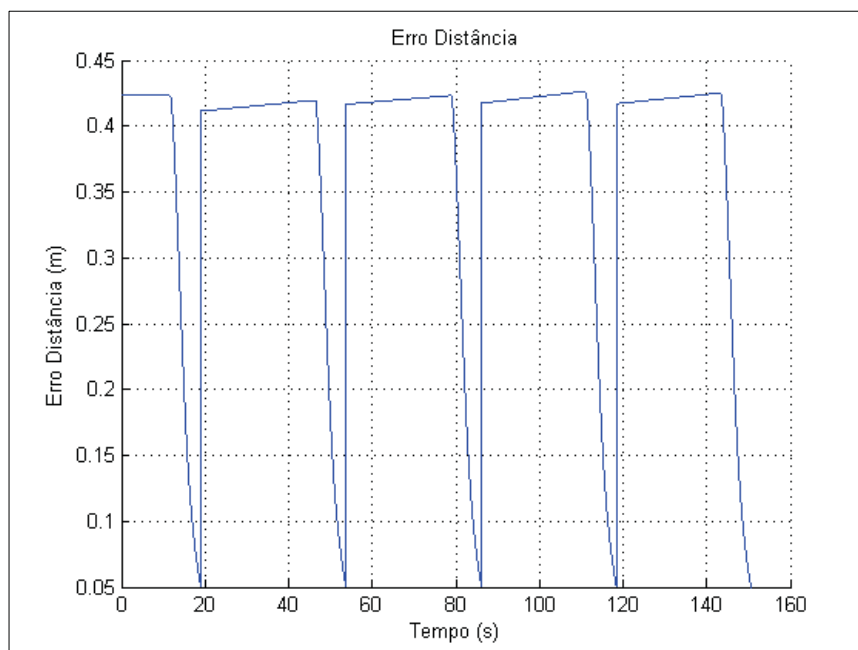


FIG 4.64 – Erro de distância – Mamdani

A tensão nas rodas não atinge o valor máximo permitido, porém isso é positivo, pois garante que o carro não seguirá reto na trajetória, ignorando as mudanças de direção por estar muito rápido e o controlador ter um atraso.

Além disso, devido as constantes mudanças de direção, as tensões nas rodas de cada lado do veículo ficam trocando de sinal, de forma ajustar a velocidade de rotação das rodas conforme o lado da curva: direita mais veloz para curva a esquerda e esquerda mais veloz para curvas a direita, segundo o referencial do carro.

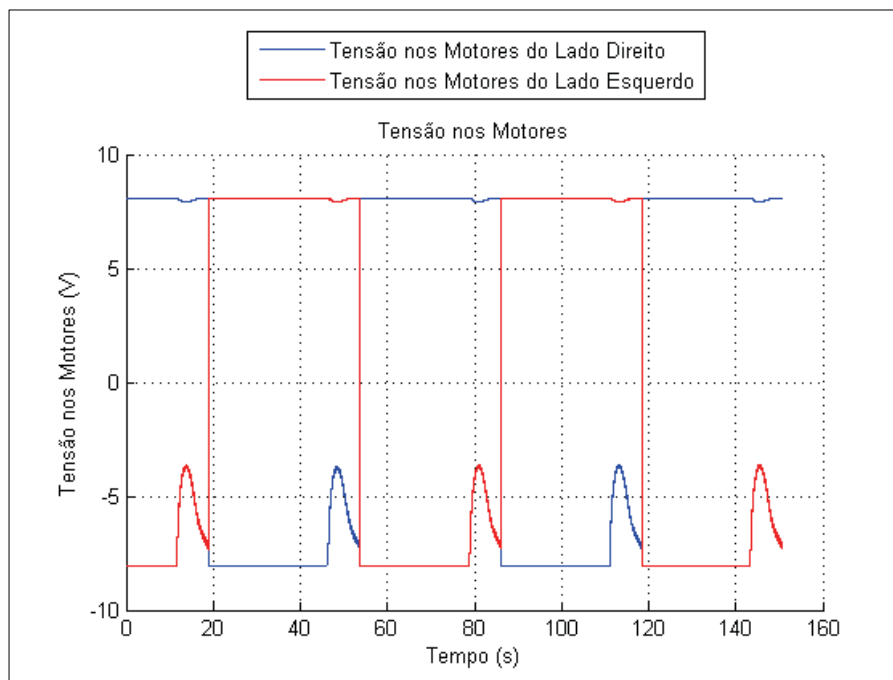


FIG 4.65 – Tensão nos motores das rodas – Mamdani

Observando os gráficos seguintes das figuras FIG 4.66 e FIG 4.67 percebe-se que a velocidade do veículo aumenta nos percursos retos da trajetória, porém nos instantes anteriores a mudança de direção, observada nos picos e nos vales do gráfico de *yaw*, há uma redução da velocidade.

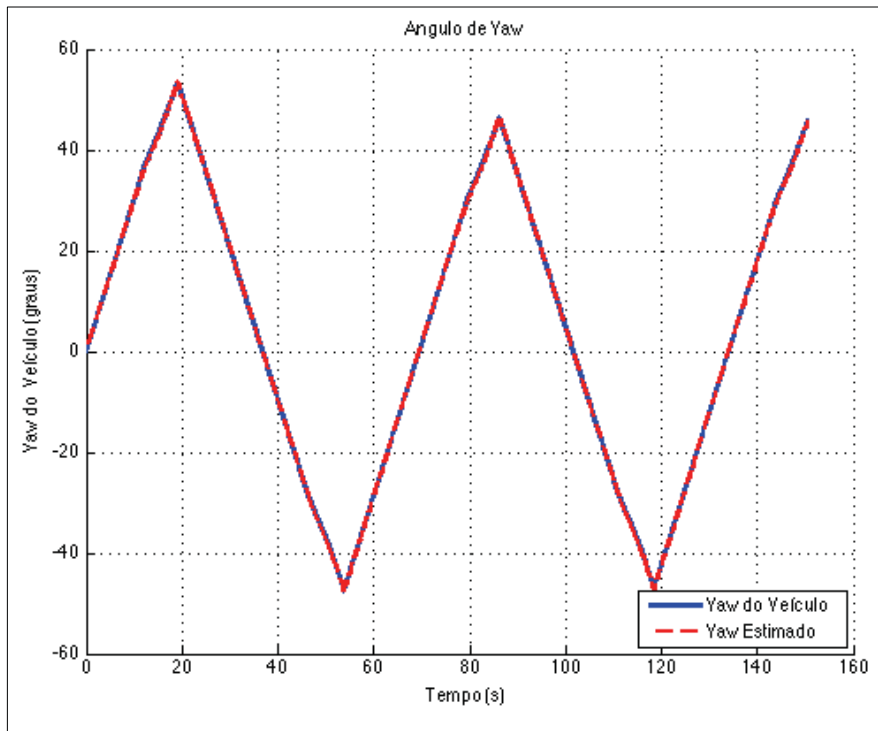


FIG 4.66 – Ângulo de yaw – Mamdani

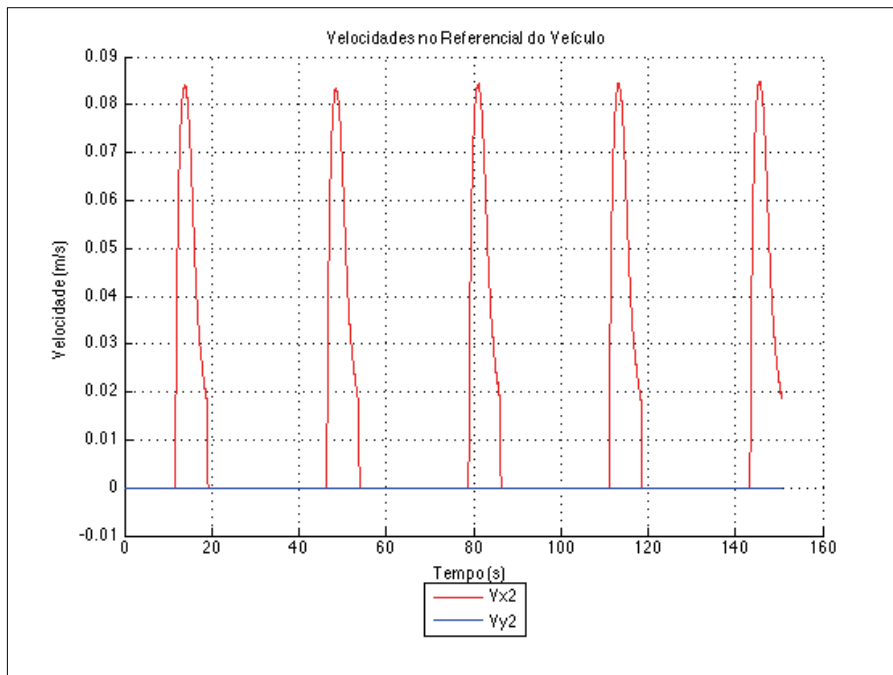


FIG 4.67 – Velocidades no referencial do veículo – Mamdani

• Tipo Paramétrico

Essa trajetória é escolhida com o intuito de analisar a capacidade do modelo do controlador de corrigir várias mudanças de direção em sequência.

A FIG 4.68 mostra os resultados obtidos na simulação. Observa-se que a discrepância entre a trajetória estimada e a trajetória do veículo aumenta com as repetidas mudanças de direção. O comportamento previsto pelo veículo ao se aproximar dos pontos desejados pode ser comprovado pelas velocidades no referencial solidário ao veículo, na FIG 4.74.

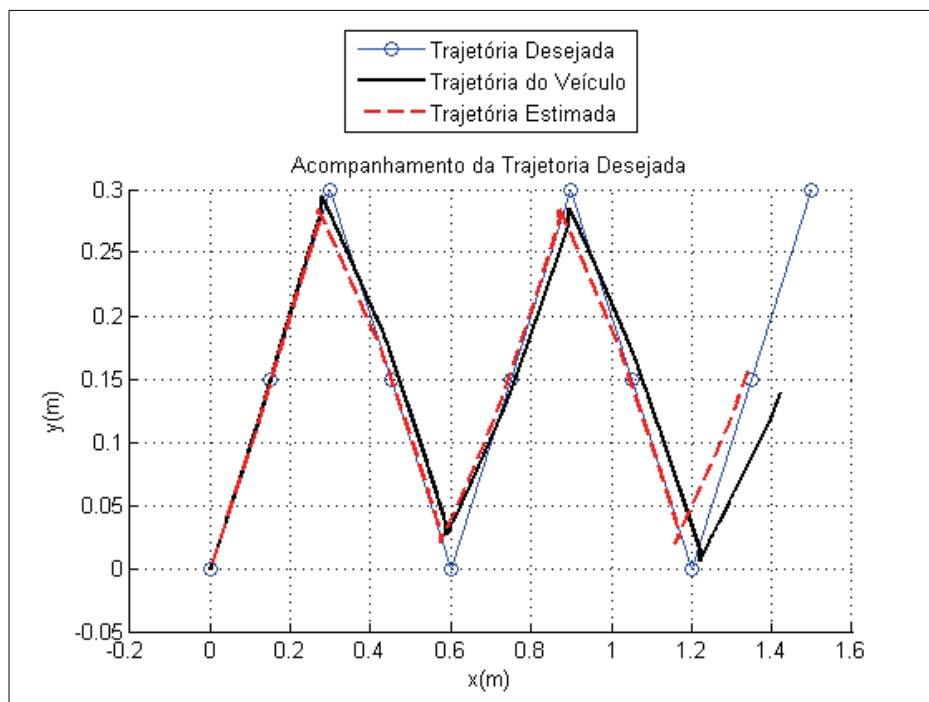


FIG 4.68 – Trajetórias desejada, estimada e real do veículo – Paramétrico

O comportamento dos erros está de acordo com o esperado ao longo da trajetória do veículo. As tensões nos motores comprovam a estratégia de forçar o pivoteamento e em seguida deslocar-se em linha reta para frente.

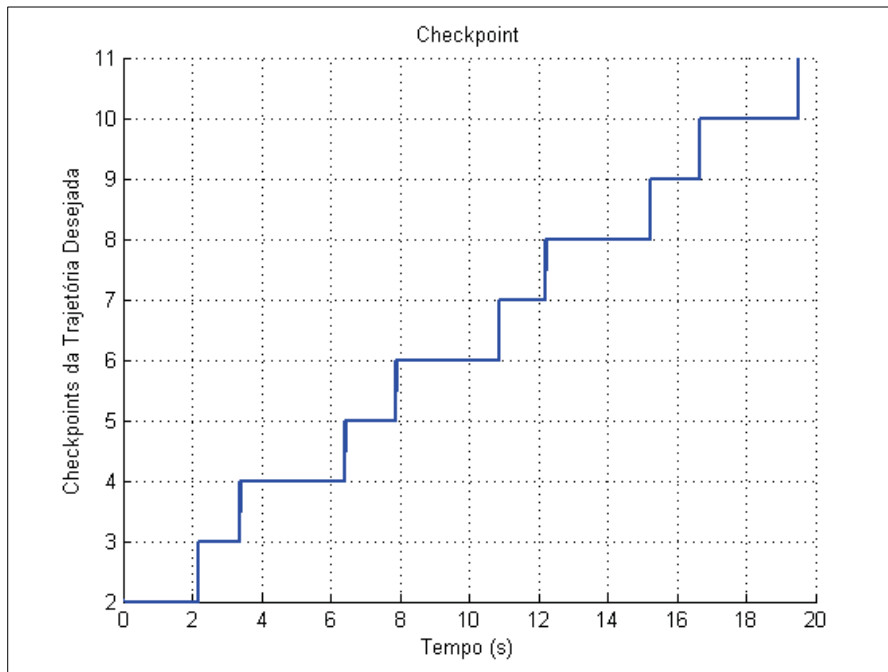


FIG 4.69 – Busca dos checkpoints ao longo do tempo de simulação – Paramétrico

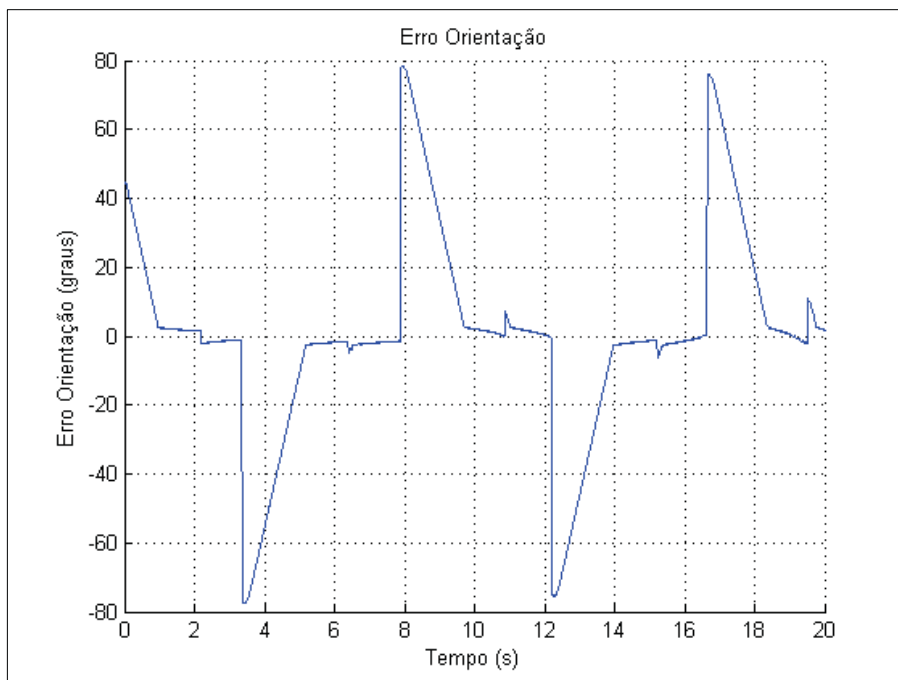


FIG 4.70 – Erro de orientação - Paramétrico

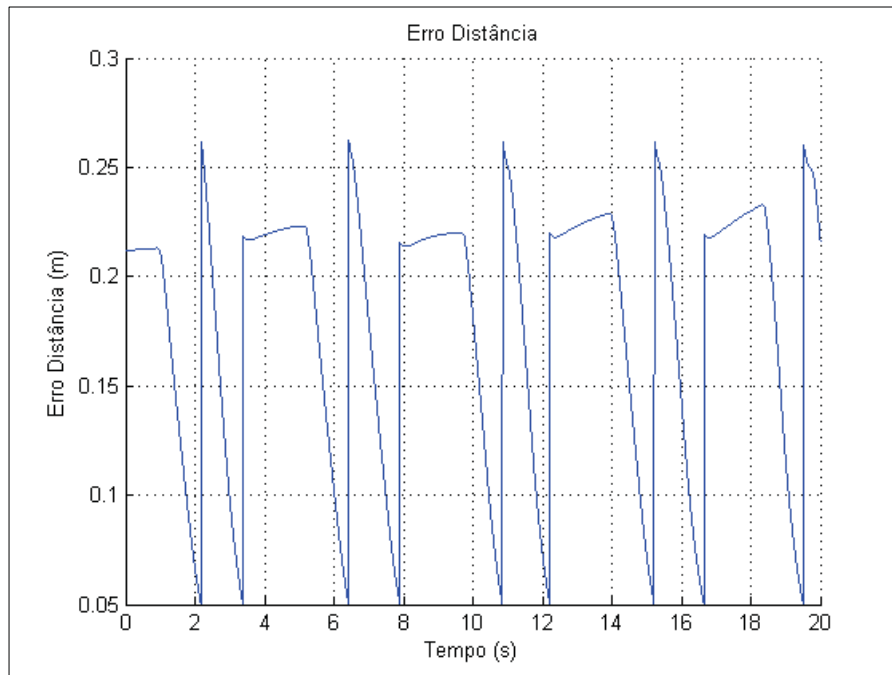


FIG 4.71 – Erro de distância – Paramétrico

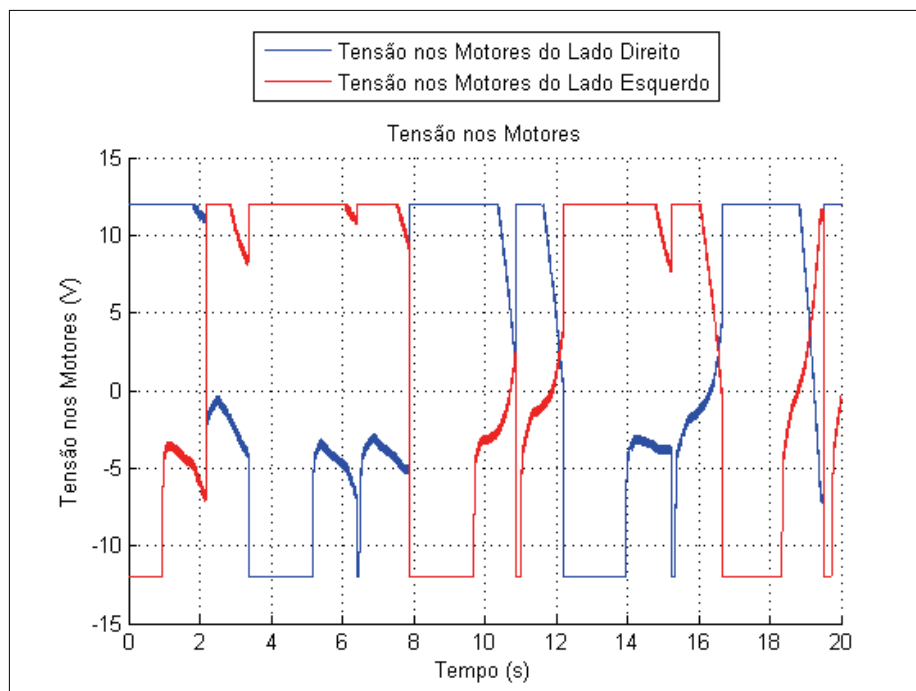


FIG 4.72 – Tensão nos motores das rodas – Paramétrico

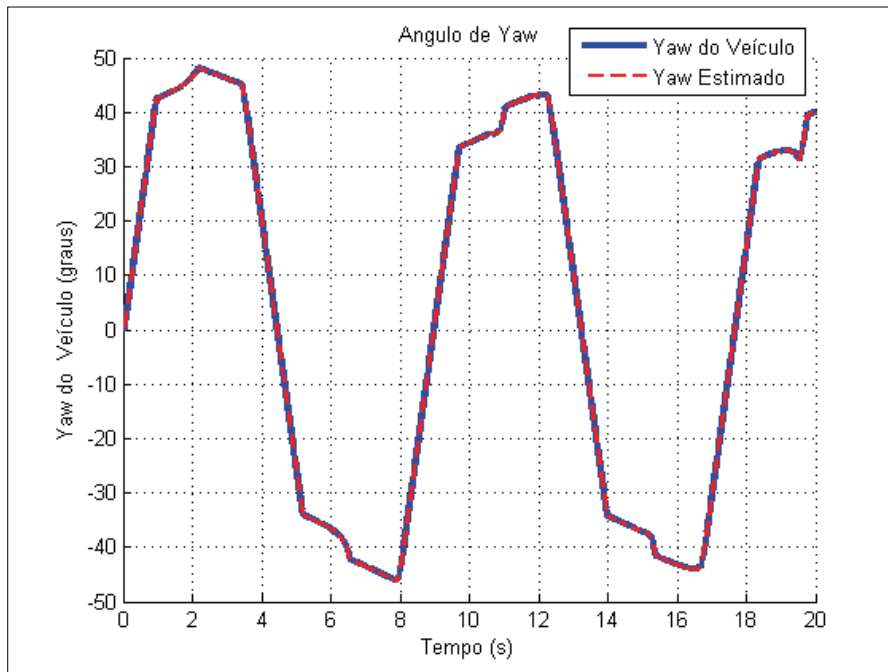


FIG 4.73 – Ângulo de yaw – Paramétrico

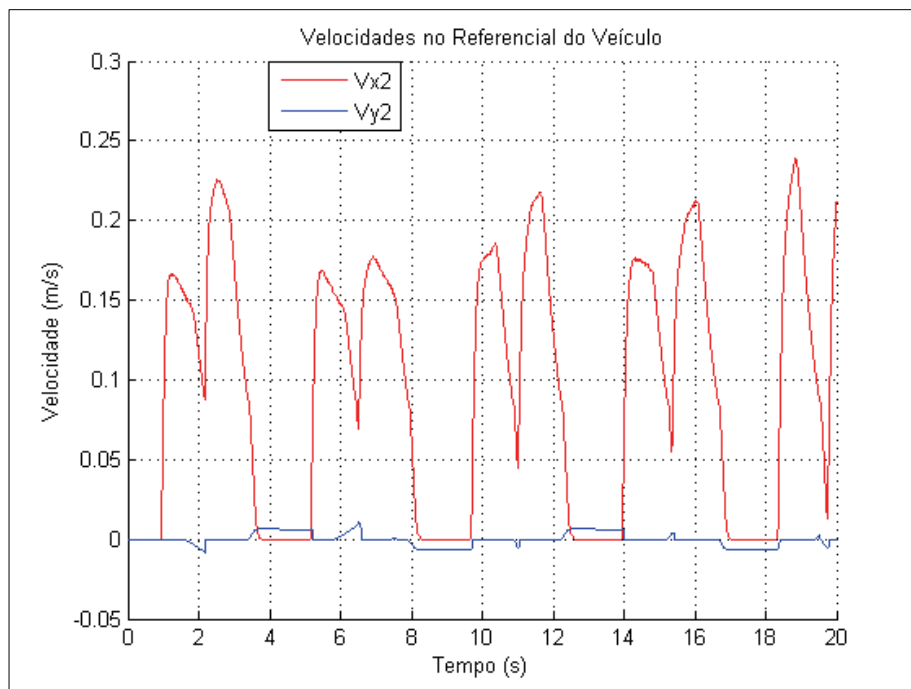


FIG 4.74 – Velocidades no referencial do veículo – Paramétrico

4.3.7 ZIGZAG AGUDO - PARAMÉTRICO

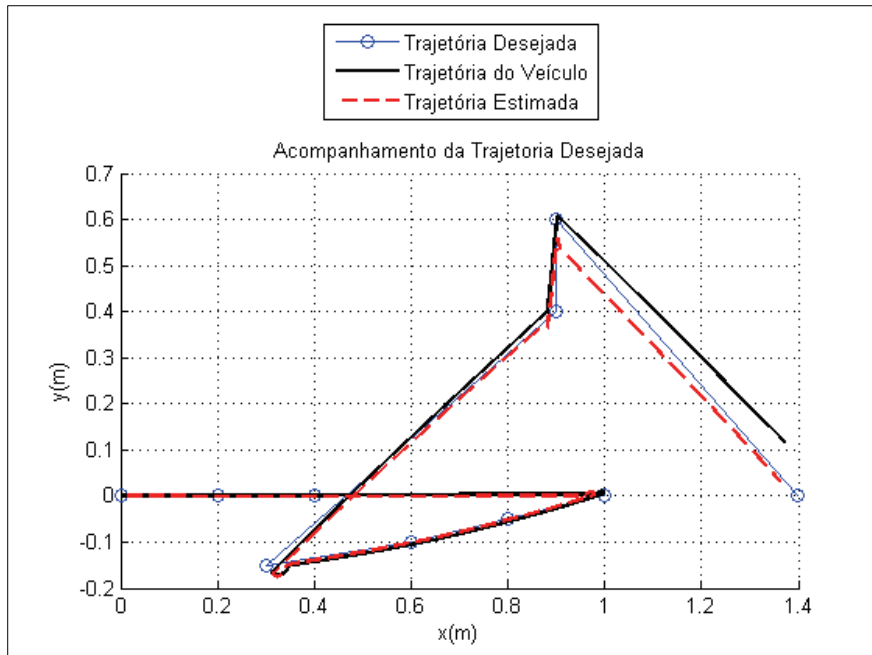


FIG 4.75 – Trajetórias desejada, estimada e real do veículo

Finalmente, para testar uma situação mais extrema, é escolhida a trajetória mostrada acima. O veículo passa por situações de grandes distâncias, maiores velocidades e mudanças repentinas de direção. As FIG 4.75 e 4.76 mostram, respectivamente, as trajetórias obtidas da simulação e os instantes de troca de pontos de referência. Observa-se que, entre os pontos 3 e 4, o veículo atinge a velocidade máxima nessa trajetória, com motores elétricos sujeitos à tensão de 12V, o que pode ser confirmado pelas FIG 4.79, as tensões de controle, e FIG 4.81, as velocidades no referencial solidário ao veículo. Ainda assim, ele não ultrapassa o ponto seguinte (checkpoint 4), porque diminui sua velocidade quando se aproxima desse ponto de referência. Observa-se que o modelo de controlador do tipo paramétrico é capaz de contornar mudanças de direção agudas sem problemas.

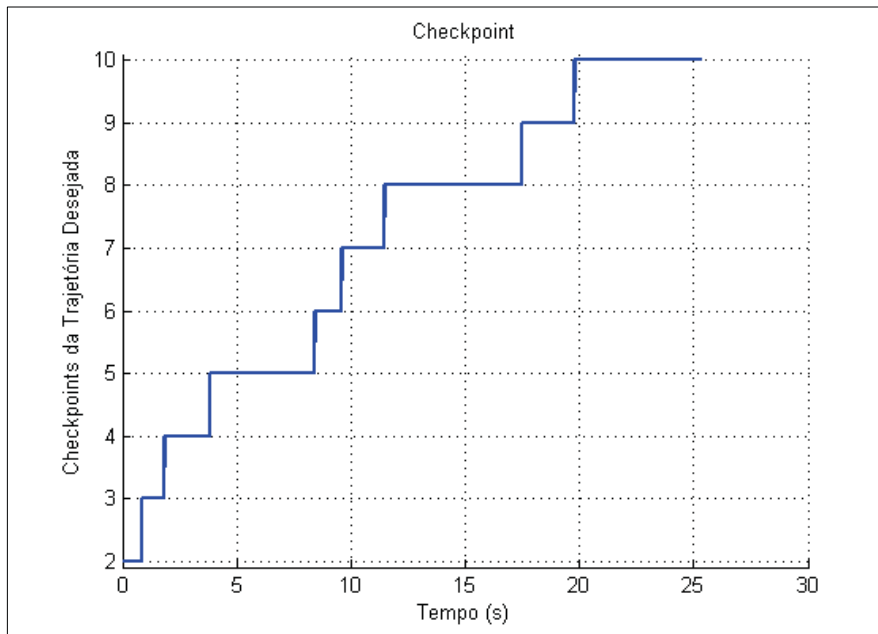


FIG 4.76 – Busca dos checkpoints ao longo do tempo de simulação

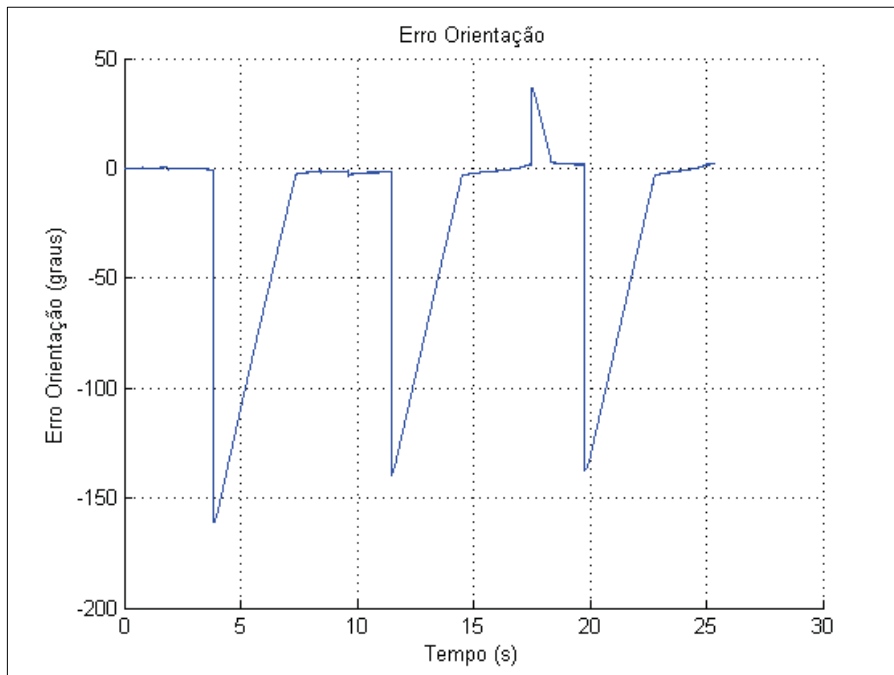


FIG 4.77 – Erro de orientação

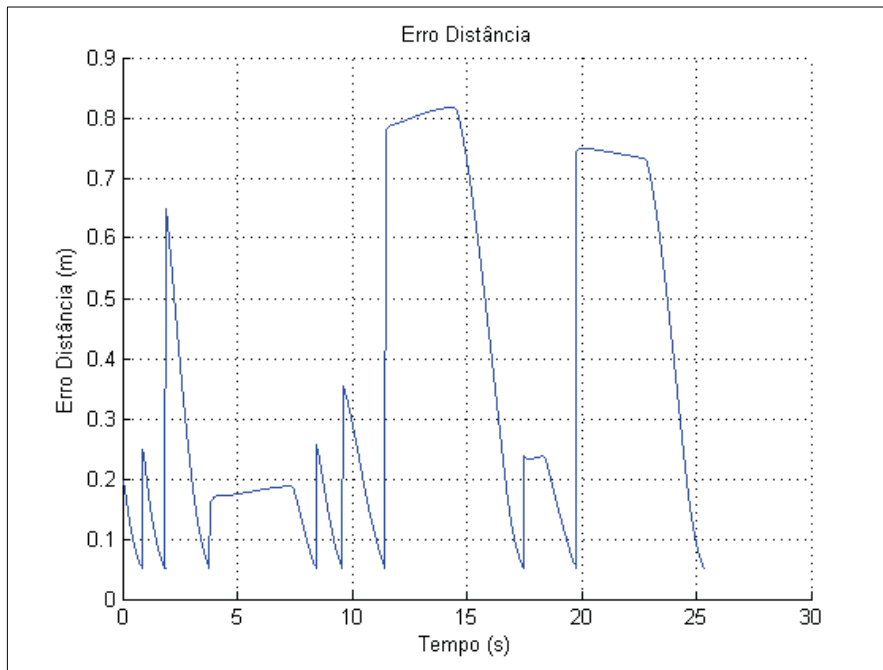


FIG 4.78 – Erro de distância

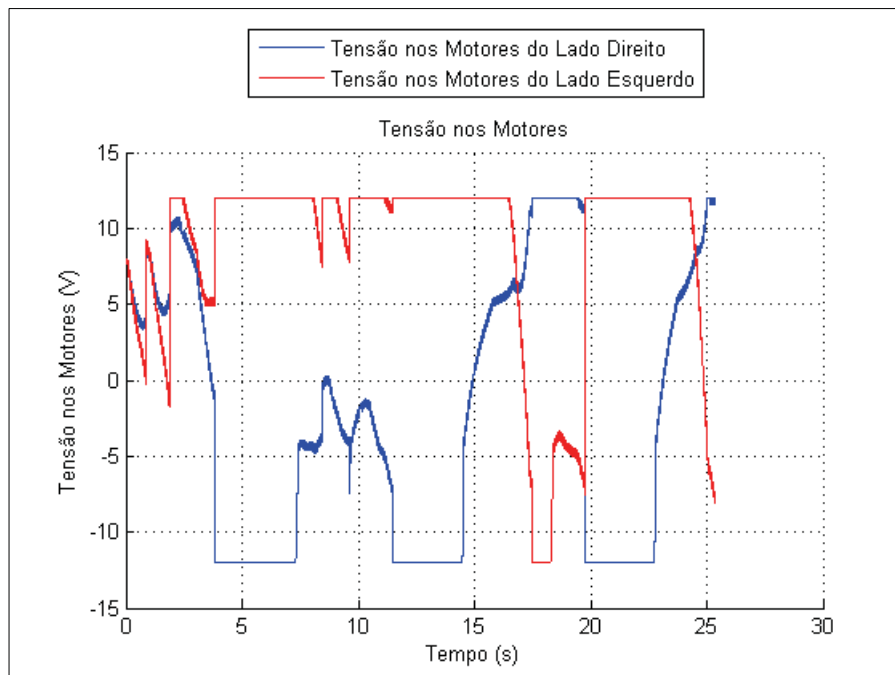


FIG 4.79 – Tensão nos motores das rodas

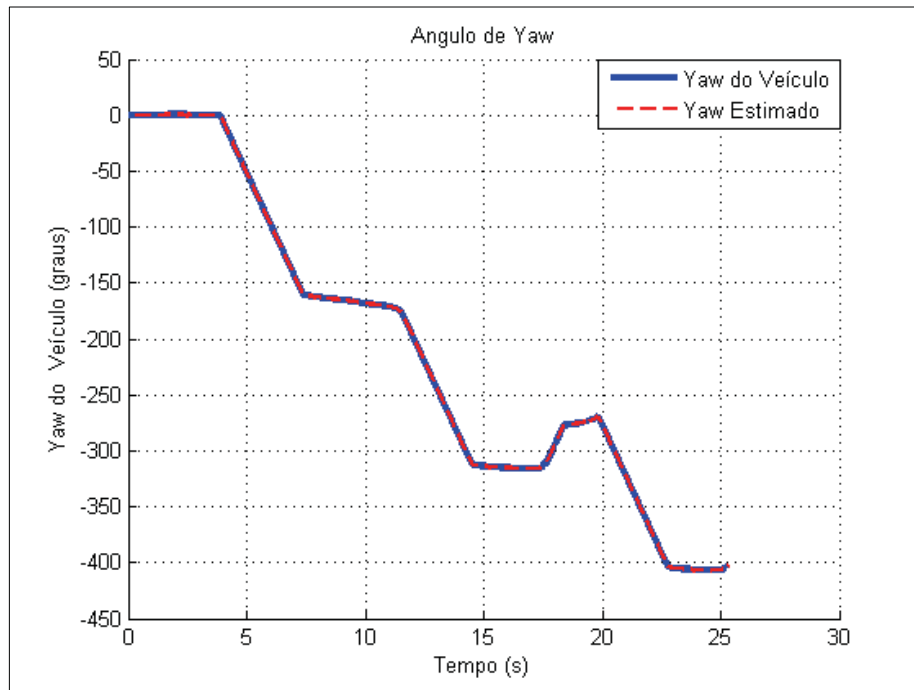


FIG 4.80 – Ângulo de yaw

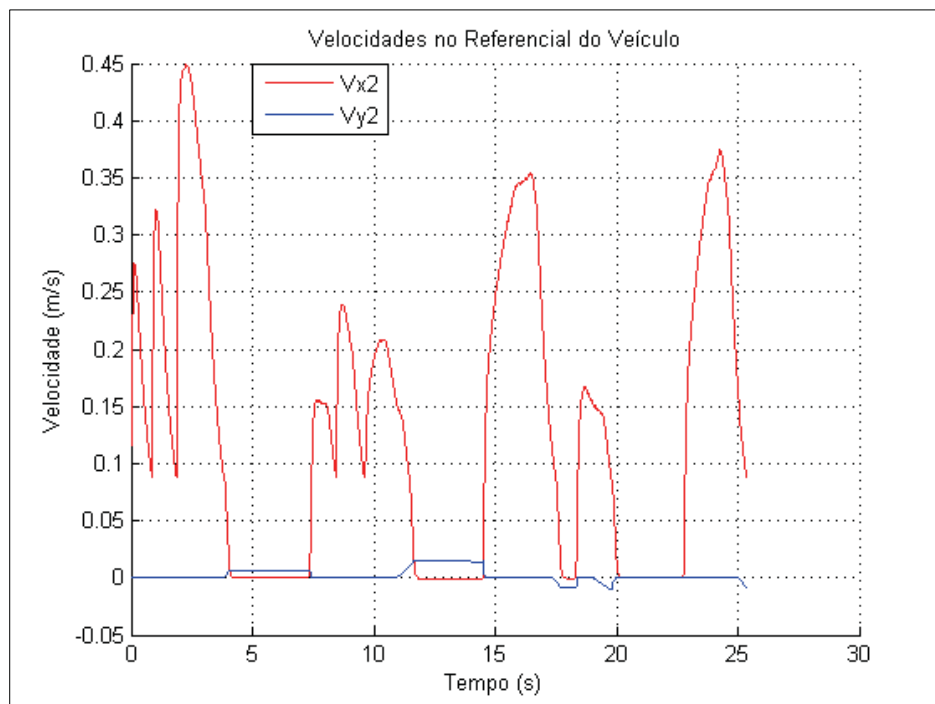


FIG 4.81 – Velocidades no referencial do veículo

Nesse caso, os resultados para o tipo Mamdani não são aceitáveis com os parâmetros do controlador utilizados, não sendo, portanto, apresentados. Por sua maior

complexidade, o ajuste dos parâmetros para o método do centroide mostra-se bastante trabalhoso e os resultados menos satisfatórios.

4.3.8 COMPARAÇÃO ENTRE OS TIPOS MAMDANI E PARAMÉTRICO

Após a análise dos resultados, verifica-se que os dois controladores estudados são capazes de fornecer resultados satisfatórios na maioria das trajetórias desejadas. Nas primeiras simulações, o veículo controlado pelo Mamdani percorreu a trajetória desejada mais rapidamente. No entanto, o veículo ultrapassava os pontos desejados devido a sua maior velocidade. Com o controlador paramétrico, as velocidades são menores, em geral, pois o veículo desacelera ao se aproximar dos pontos de referência.

No caso zig zag, com a mudanças dos parâmetros, o veículo com controlador Mamdani, não mais ultrapassa os pontos desejados, entretanto, tornou-se mais lento que o controlado pelo paramétrico.

Ambos se mostram capazes de atender à estratégia escolhida para o comportamento ao longo da trajetória: realizar a correção da direção antes de corrigir a distância ao invés de corrigi-los simultaneamente.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

O presente trabalho aborda assuntos ainda pouco trabalhados na linha de pesquisa de Mecânica Aplicada no Instituto Militar de Engenharia. O uso de veículos não-tripulados se mostra cada vez mais forte tanto no meio civil quanto no meio militar. No entanto, poucos trabalhos se dedicaram a estudar o funcionamento, a dinâmica, as possibilidades e as limitações desses veículos.

O modelo da dinâmica para o veículo em questão já havia sido tratado, no entanto, o estudo de modelos de sensoriamento, com acelerômetros e giroscópio embarcados, para estimar a trajetória, e o estudo da aplicação de modelos de controladores *Fuzzy* ainda não havia sido abordada.

Inicialmente, realiza-se uma busca por modelos para as forças de contato pneu-solo que sejam aplicáveis à situação estudada, concluindo que o Modelo de Coulomb é adequado, se realizada uma correção para velocidades relativas de contato próximas de zero, devido a sua eficiência e simplicidade.

Em seguida, comprova-se a fidelidade da construção do modelo da dinâmica no ambiente SIMULINK®, do MATLAB®, comparando os resultados obtidos com resultados encontrados em pesquisas anteriores, verificando que o modelo construído fornece dados satisfatórios.

Além disso, é realizada uma análise da trajetória estimada a partir de modelos dos sensores com diferentes parâmetros. Isso permite avaliar quais os parâmetros que fornecem menores diferenças entre a trajetória real teórica e a trajetória estimada. É apresentado um possível sensor a ser utilizado em aplicações práticas, cujos parâmetros, obtidos no *datasheet* do mesmo, são utilizados nos testes dos modelos de controlador, de modo a permitir que as técnicas de controle *Fuzzy* sejam aplicadas com eficiência.

O projeto do controlador *Fuzzy* foi realizado a partir de dois métodos distintos para a defuzzificação: o método do centroide e o método paramétrico. Para cada um dos dois controladores projetados, é feita uma análise do funcionamento para diferentes trajetórias almejadas para o veículo seguir. Os controladores simulados apresentam resultados satisfatórios, sendo capazes de fazer com que o veículo siga as trajetórias

desejadas e contorne mudanças bruscas de direção. Pelo método do centroide é necessário realizar mais de uma modelagem do controle dependendo da trajetória diminuindo a eficácia desse método.

Para a defuzzificação paramétrica, o erro presente nos resultados entre a trajetória do veículo e a trajetória desejada ocorre devido a estimação da trajetória e não devido a um controle ineficiente. A trajetória estimada apresenta desvios em relação à do veículo devido aos erros dos próprios sensores e pela necessidade de realizar uma dupla integração para o cálculo das coordenadas x e y , visto que os sensores medem as acelerações do veículo. Assim, sugere-se a consideração de mais sensores em adição aos sensores inerciais, como por exemplo, o uso de um sistema GPS para obter diretamente as coordenadas x e y do veículo.

Além disso, o projeto do controlador pode ser refinado, utilizando também as derivadas dos erros da distância e da orientação, reduzindo as oscilações nas tensões de controle. Aconselha-se otimizar os parâmetros utilizados nas funções de pertinência, de ambos os controladores, para que o veículo possa percorrer a trajetória desejada de forma mais eficiente e eliminar a necessidade de duas modelagens no caso do método do centroide.

Por outro lado, a velocidade com a qual o veículo percorre a trajetória desejada não é levada em consideração para o projeto do controlador. Como forma de aperfeiçoamento do controle para trabalhos futuros, recomenda-se a parametrização da trajetória desejada. Dessa forma as coordenadas x e y do veículo seriam funções do tempo e assim a velocidade do carro também seria considerada no projeto do controlador.

Uma outra possibilidade é modelar o controlador de modo a permitir que o veículo se mova “em marcha ré”, o que reduziria a necessidade de correções na orientação para objetivos no 3º ou 4º quadrantes.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

4WD1 v2 Robot Specs. Disponível em:

<<http://www.lynxmotion.com/driver.aspx?Topic=specs12>> Acesso em: 12 set. 2017.

ANDRADE, M.; JACQUES, M. A. P. **Estudo comparativo de controladores de Mamdani e Sugeno para controle de tráfego em interseções isoladas.** *Transportes*, Brasília, v. XVI, n. 2, p. 24-31, dez. 2008.

BAI, Y.; WANG, D. **Fundamentals of Fuzzy Logic Control: Fuzzy Sets, Fuzzy Rules and Defuzzifications.** In: _____. *Advanced Fuzzy Logic Technologies in Industrial Applications*. Londres: Springer-Verlag, 2006. p. 16-36.

BRASIL. Portaria nº 43 – EME, 12 de março de 2014.

CABRAL, H.Z.; LIMA, M.M. **Implementação de VTNT.** 2016. 41p. Projeto de final de curso (Engenharia Mecânica e de Armamento) - Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2016.

CARACCILO, L.; DE LUCA, A.; IANNITTI, S. **Trajectory tracking control of a four-wheel differentially driven mobile robot.** IEEE International Conference on Robotics and Automation. Vol. 4. IEEE, 1999.

CONCEICAO, A.; MOREIRA, A.; COSTA, P. **Practical approach of modeling and parameters estimation for omnidirectional mobile robots,** *Mechatronics*, IEEE/ASME Transactions on, vol. 14, no. 3, pp. 377– 381, June 2009.

CORREIA, M., et al. **Modelagem de um robô móvel omnidirecional de três rodas incluindo compensação de atrito.** X Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente (2011): 1031-1036.

DEVILLE, E. **Modelagem de um Veículo Terrestre Não Tripulado**. 2017. 94p. Projeto de final de curso (Engenharia Mecânica) – Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2017.

DOS SANTOS, J. T. **Projeto e Desenvolvimento de um Sistema de Controle Embarcado Aplicado a Robótica Móvel**. 2014. 121f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal da Bahia. Salvador, 2014.

FAROOQ, U. et ali; **Fuzzy Logic Based Path Tracking Controller for Wheeled Mobile Robots**. *International Journal of Computer and Electrical Engineering*, Vol. 6, No.2, Abril 2014.

FRAICHARD, T.; GARNIER, P. **Fuzzy control to drive car-like vehicles**. *Robotics and Autonomous Systems*, França, n.34, p.1-22, 2001.

GABRIEL, T. A. R. **Desenvolvimento de Sistema de Navegação de Baixo Custo de Veículo Terrestre Não Tripulado**. 2014. 90p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2014.

GOMIDE, F.A.C.; GUDWIN, R.R. **Modelagem, Controle, Sistemas e Lógica Fuzzy**. FEE. São Paulo: 1994.

LOPES, E.D.R **Análise do Comportamento Dinâmico de um Veículo 4x4 com Sistema de Controle de Tração**. 2015. 95f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2015.

MATHWORKS®. **Simulink**. Disponível em: <<http://www.mathworks.com/products/simulink.html> > Acesso em: 14 mai. 2017.

MATHWORKS®. **Solving ODEs in MATLAB, 3: Classical Runge-Kutta, ODE4**. Disponível em: < <https://www.mathworks.com/videos/solving-odes-in-matlab-3-classical-runge-kutta-ode4-117528.html>> Acesso em: 31 jul. 2017.

MATLAB. **Product Help**. 2013.

MORI, A. M. **O Uso de Sistema Inercial para Apoiar a Navegação Autônoma.** 2013. 180p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Transportes) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013.

PASSINO, K. **Fuzzy Control.** Califórnia: Addison Wesley Longman, Inc., 1998. 502 p. 161 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Jawaharlal Nehru Technological University. India, 2005.

PASSINO, K.; YURKOVICH, S. **Fuzzy Control.** Addison Wesley Longman, Inc. Califórnia: 1997.

PEREIRA, P.R.O.B. **Modelação da força de atrito de um servomecanismo pneumático utilizando o modelo de LuGre.** 2013. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2013.

PERI, V.M. **Fuzzy Logic Controller for an Autonomous Mobile Robot.** 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Cleveland State University, Estados Unidos da América, 2005.

PIEDBOEUF, J.C.; CARUFEL, J.; HURTEAU, R. **Friction and Stick-Slip in Robots: Simulation and Experimentation.** *Multibody System Dynamics*, Netherlands, No. 4, p 341-354, 2000.

SAFFIOTTI, A. **The uses of fuzzy logic in autonomous robot navigation.** *Soft Computing*, Bélgica, n.1, p.180-197, 1997.

SALOMÃO, J. M. **Sistemas Baseados em Lógica Fuzzy.** Disponível em: <<http://slideplayer.com.br/slide/337956/>> Acesso em: 10 out. 2017.

SILVA, L.C.A. **Identificação e simulações do comportamento do pneu visando a implementação de controle em cadeiras de rodas motorizadas.** 2011. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, 2011.

SIMÕES, M.G.; SHAW, I.S. *Controle e Modelagem Fuzzy*. 2ª ed. São Paulo: Blucher, 2007. 186 p.

SUGENO, M.; NISHIDA, M. **Fuzzy Control of Model Car**. *Fuzzy Sets and Systems*, Japão, n.16, p.103-113, 1985.

VALLE, K. N. F. **Métodos Numéricos de Euler e Runge-Kutta**. 2012. Monografia – Apresentada do Programa de Pós-Graduação em Matemática para Professores com Ênfase em Cálculo da UFMG, como parte dos requisitos à obtenção do título de Especialista em Educação Matemática, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2012.

VANDERBILT, T. **Autonomous cars through the ages**. Disponível em: <https://www.wired.com/2012/02/autonomous-vehicle-history/>. Acesso em: 28 jul. 2017.

WEI, Y. **Analysis and Experimental Verification for Dynamic Modeling of A Skid-Steered Wheeled Vehicle**. IEEE Transactions on Robotics, Vol. 26, No.2, Abril 2010.

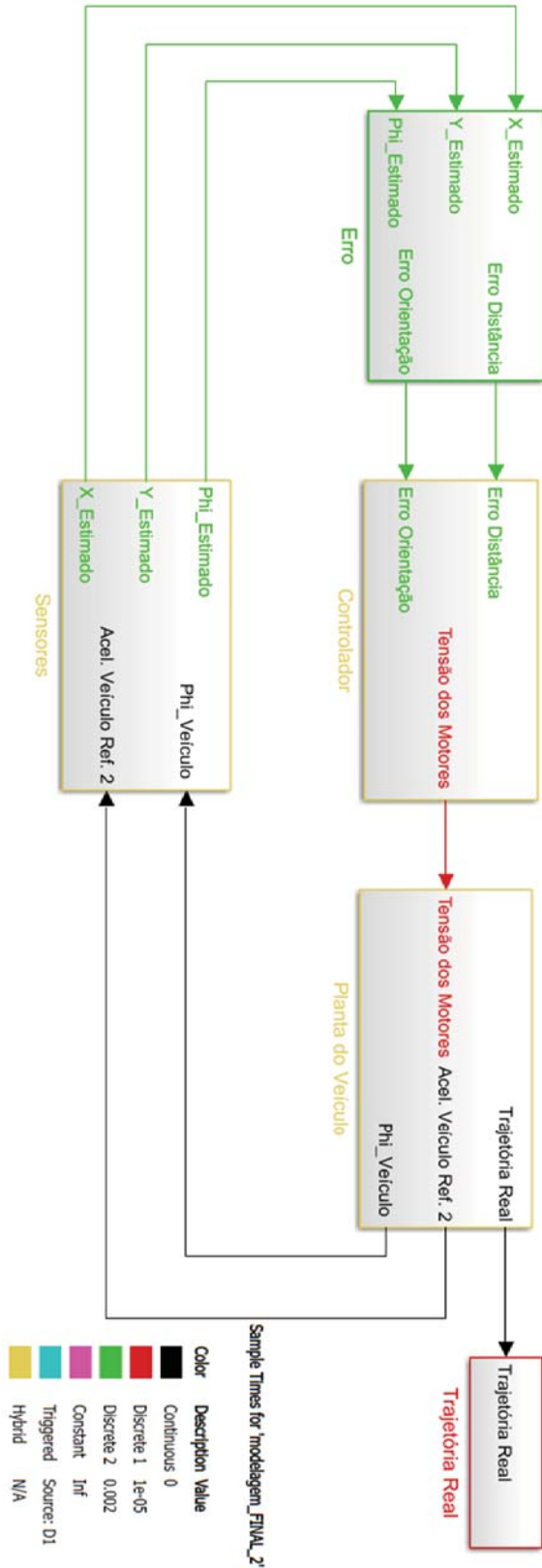
WIT, C.C.; TSIOTRAS, P. **Dynamic tire friction models for vehicle traction control**, in Decision and Control, 1999. Proceedings of the 38th IEEE Conference on, vol. 4, 1999, pp. 3746–3751 vol.4.

WU, Y.; et al. **Analysis and Experimental Kinematics of a Skid-Steering Wheeled Robot Based on a Laser Scanner Sensor**. Sensors, Vol. 15, No.5, p. 9681-9702, 2015.

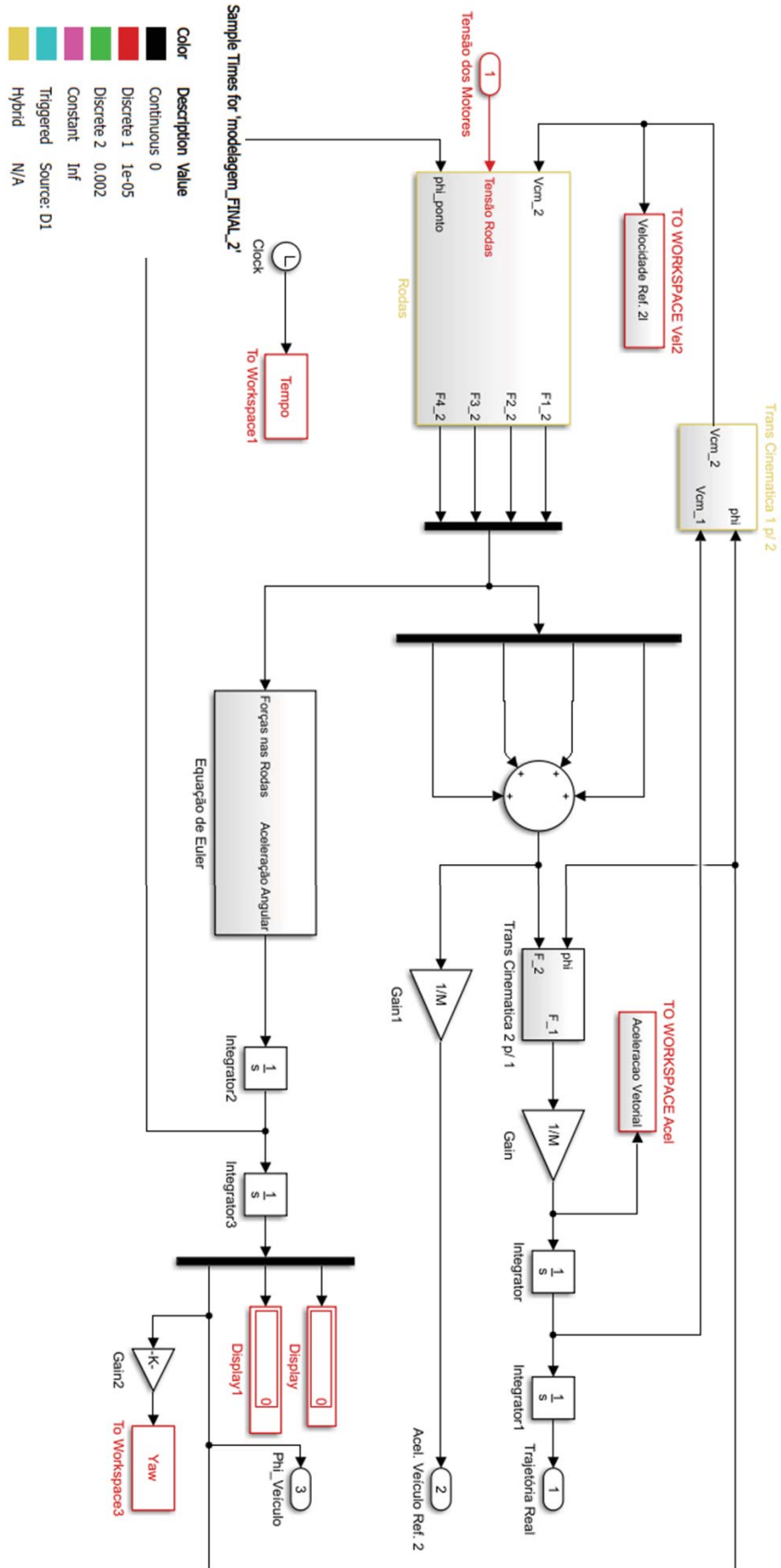
ANEXOS

ANEXOS I – Modelagem Simulink

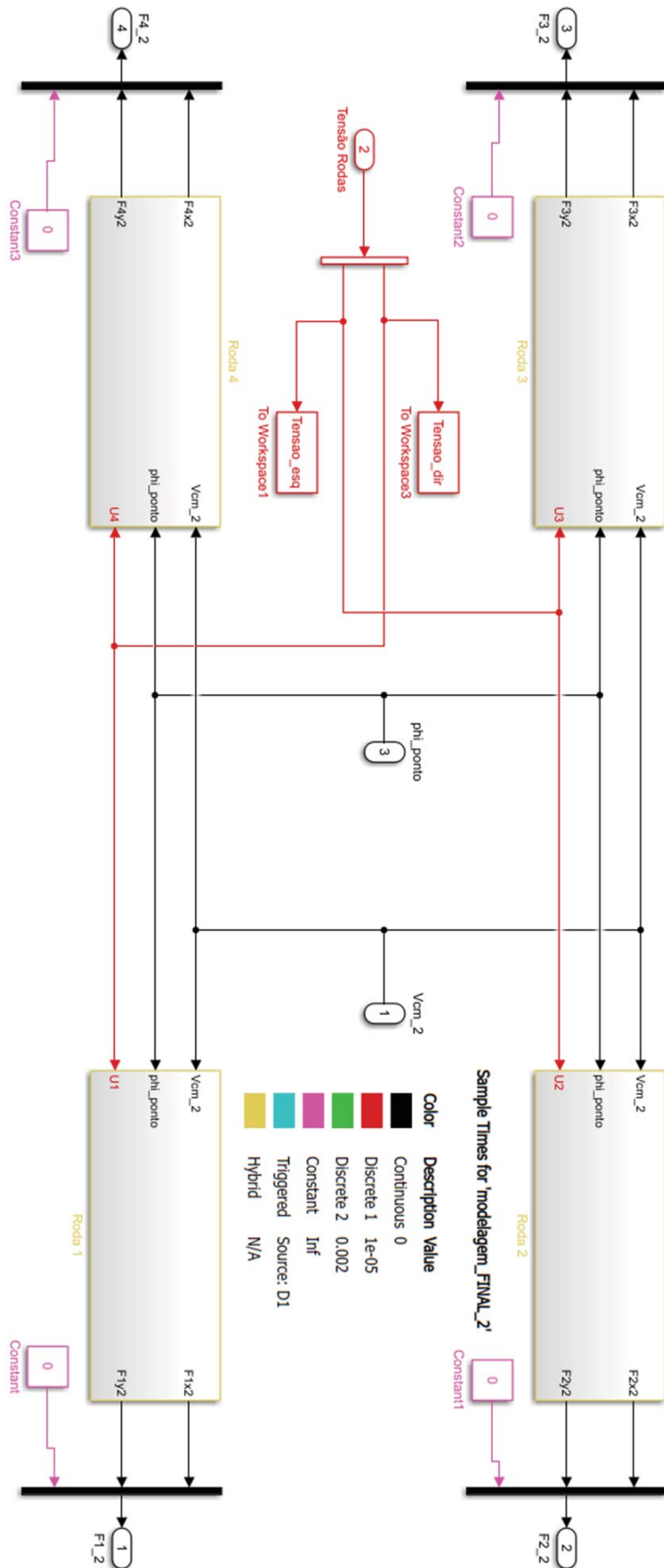
Modelo Diagrama de Blocos



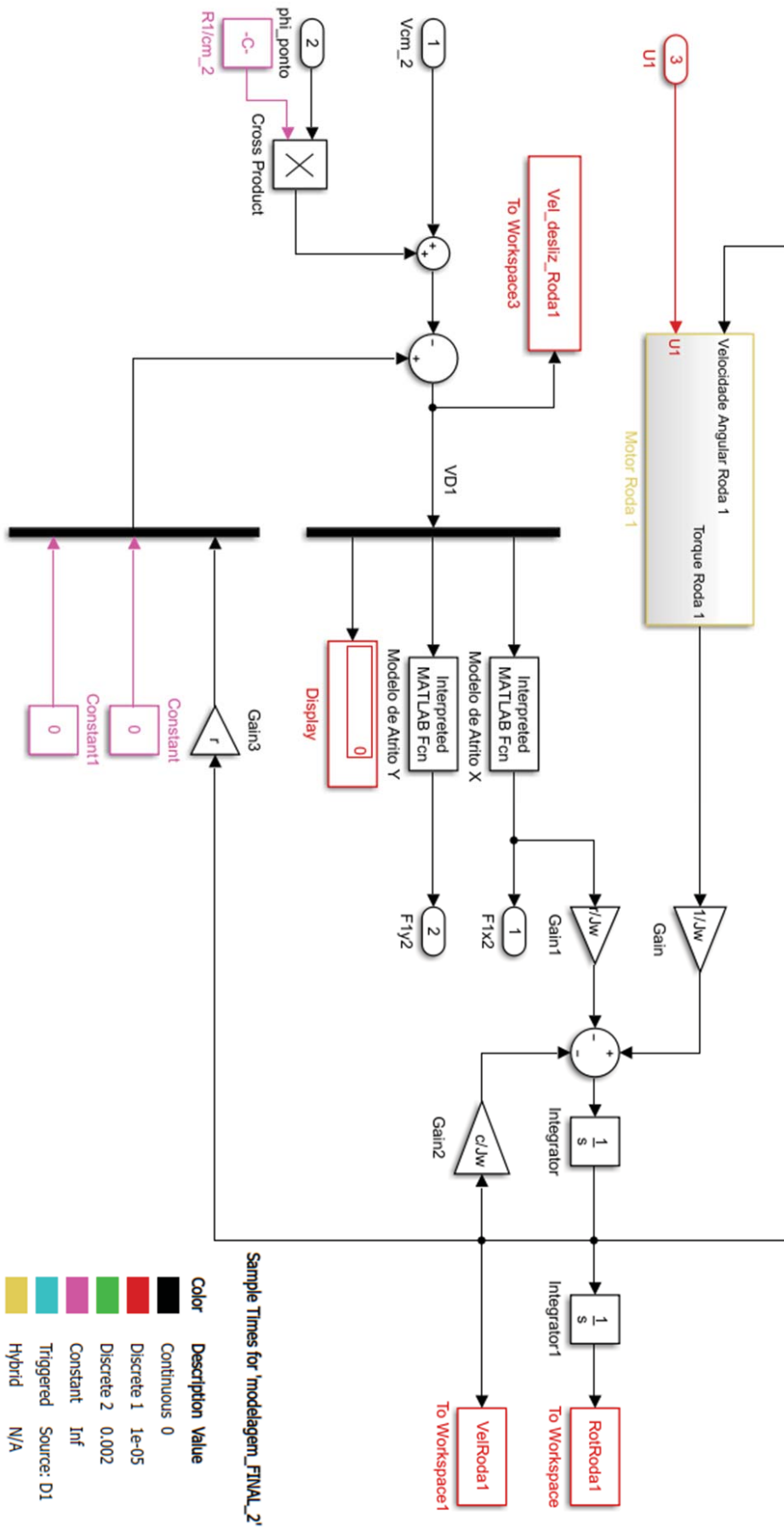
Planta do Veículo



Rodas



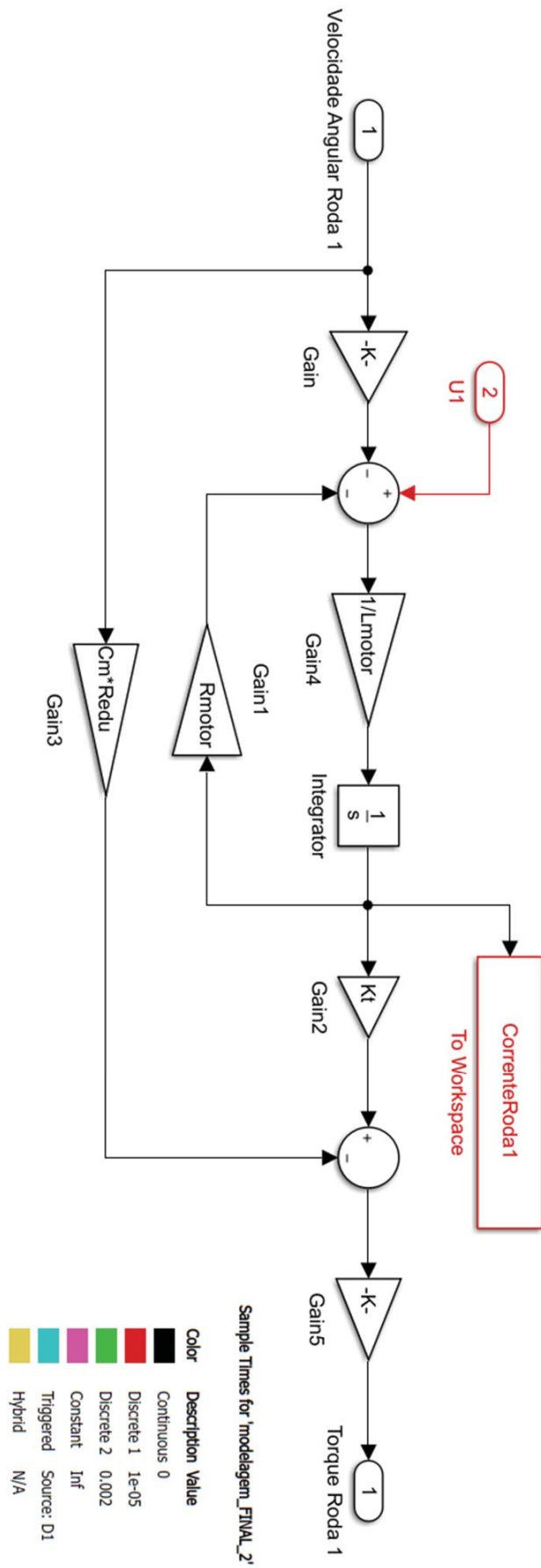
Roda 1



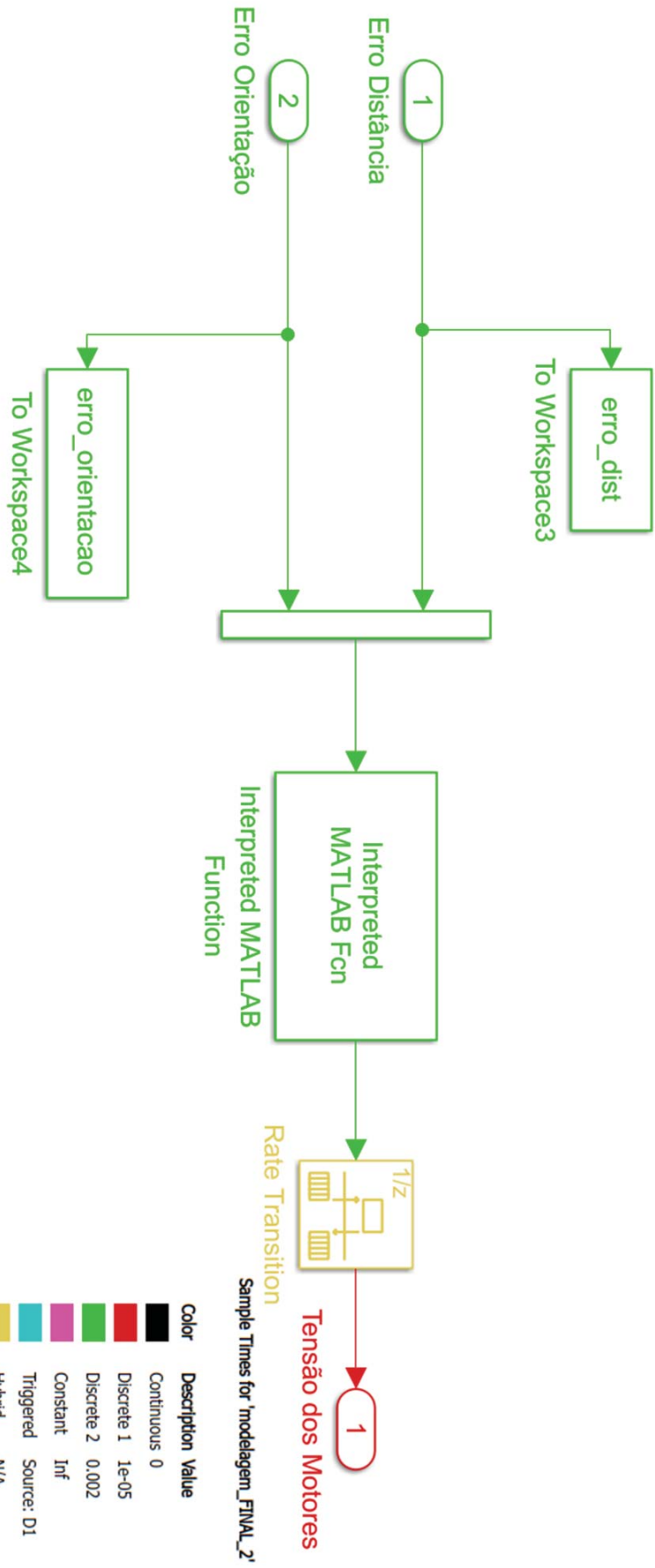
Sample Times for 'modelagem_FINAL_2'

Color	Description	Value
Black	Continuous	0
Red	Discrete 1	1e-05
Green	Discrete 2	0.002
Pink	Constant	Inf
Cyan	Triggered	Source: D1
Yellow	Hybrid	N/A

Motor Eléctrico Roda 1



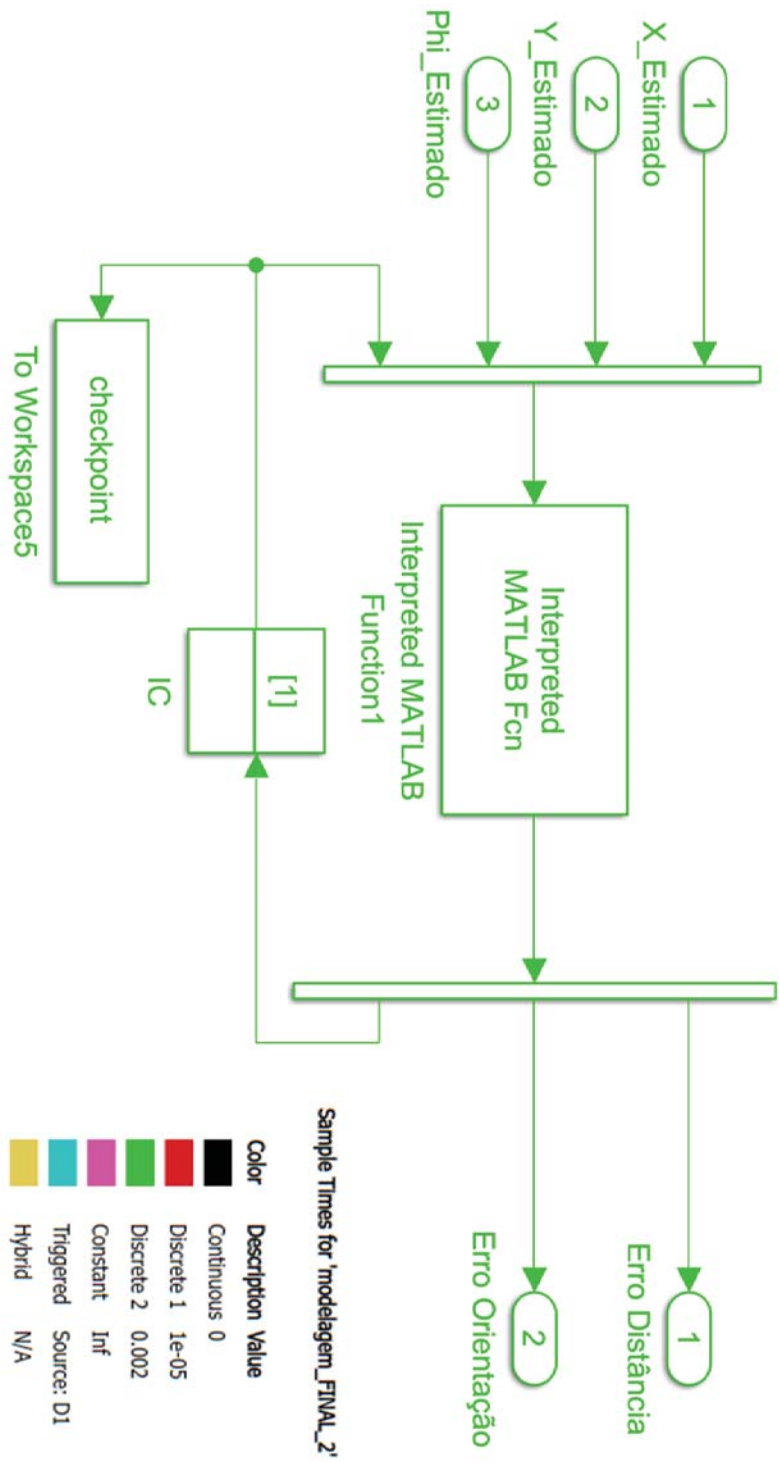
Controlador



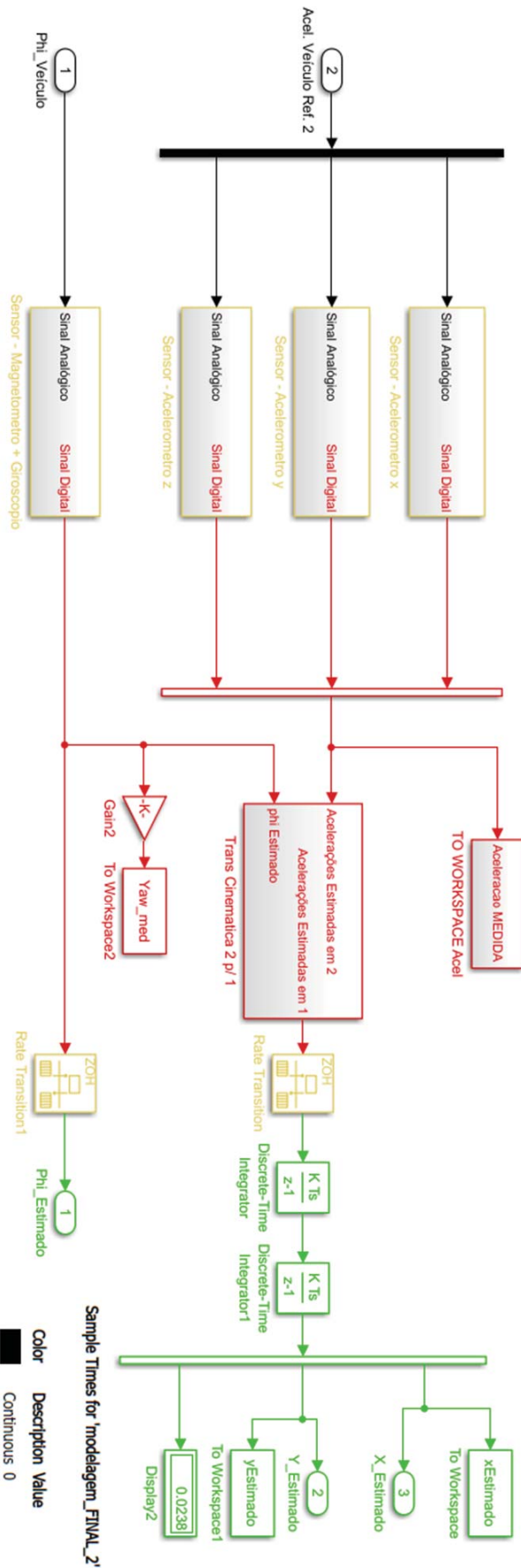
Color	Description	Value
Black	Continuous	0
Red	Discrete 1	1e-05
Green	Discrete 2	0.002
Pink	Constant	Inf
Cyan	Triggered	Source: D1
Yellow	Hybrid	N/A

Sample Times for 'modelagem_FINAL_2'

Erro



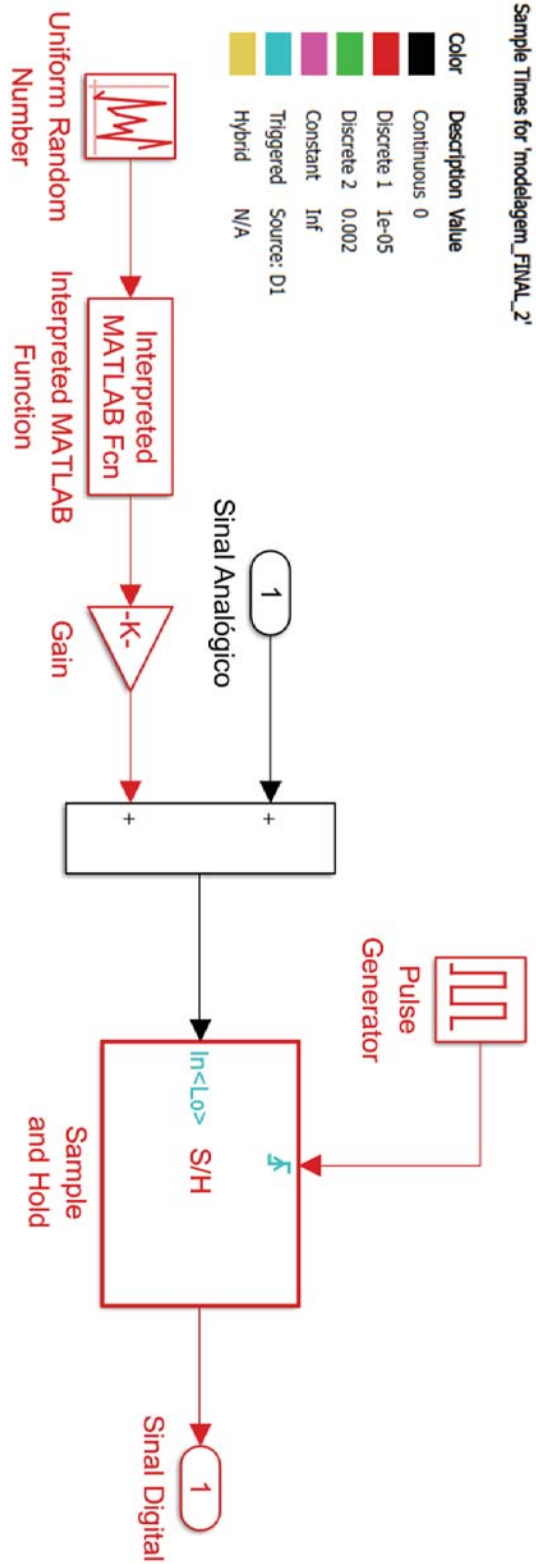
Sensoriamento



Sample Times for 'modelagem_FINAL_2'

Color	Description	Value
Black	Continuous	0
Red	Discrete 1	1e-05
Green	Discrete 2	0.002
Purple	Constant	Inf
Cyan	Triggered	Source: D1
Yellow	Hybrid	N/A

Sensor da Aceleração em X



ANEXOS II – Programas Auxiliares em Script

Definição dos Parâmetros

```
clc
clear all
%close all
% Dados de
entrada*****
% % Integrador numérico
% passo=0.00001;
% Massa veículo com as duas rodas (kg)
M=3.044;
% Gravidade (m/s^2)
g=9.81;
% Coeficiente de atrito seco
mi=0.7;
% raio da roda (m)
r=0.06;
% dimensões robot (m)
L=0.187;
W=0.203;
% Momento de inércia de cada roda (kg*m^2)
Jw=0.0000331;
% Momento de inércia do robot (kg*m^2)
Jr=0.0338;

%Parâmetros do Motor
Lmotor = 0.001;
Rmotor = 40;
Kt = 0.05;
Kbm = 0.05;
Cm = 0;
Redu = 30;
c = 0;
```

Força de Atrito na Direção x

```
function forca = atritoCoulombx_Revisado(v)
% Massa veículo com as duas rodas (kg)
M=3.044;
% Gravidade (m/s^2)
g=9.81;
% Coeficiente de atrito seco
mik=0.7;
% raio da roda (m)
r=0.06;

vmin = 0.001;
if abs(v)>=vmin
    forca = sign(v)*mik*M*g/4;
else
    forca = (v/vmin)*mik*M*g/4;
end

end
```

Força de Atrito na Direção y

```
function forca = atritoCoulomby_Revisado(v)
% Massa veículo com as duas rodas (kg)
    M=3.044;
% Gravidade (m/s^2)
    g=9.81;
% Coeficiente de atrito seco
    mik=0.7;
% raio da roda (m)
    r=0.06;

    vmin = 0.001;
    if abs(v)>=vmin
        forca = sign(v)*mik*M*g/4;
    else
        forca = (v/vmin)*mik*M*g/4;
    end
end
```

Função do Erro

```
function z=erro(x_est, y_est, phi_est, h)
h=round(h);

%Trajetoria Desejada - Definida por checkpoints

%Reta 45°
x_des=[0 0.15 0.30 0.45 0.60 0.75 0.90 1.05 1.20 1.35 1.50]; % (m)
y_des=[0 0.15 0.30 0.45 0.60 0.75 0.90 1.05 1.20 1.35 1.50]; % (m)

% %Reta depois Reta 45°
% x_des=[0 0.20 0.40 0.60 0.75 0.90 1.05 1.20 1.35 1.50 1.65 1.80];
% (m)
% y_des=[0 0 0 0 0.15 0.30 0.45 0.60 0.75 0.90 1.05 1.20];
% (m)

% % Reta depois Reta -45°
% x_des=[0 0.20 0.40 0.60 0.75 0.90 1.05 1.20 1.35 1.50 1.65
1.80]; % (m)
% y_des=[0 0 0 0 -0.15 -0.30 -0.45 -0.60 -0.75 -0.90 -1.05
-1.20]; % (m)

% %Triangulo
% x_des=[0 0.20 0.40 0.75 0.90 1.05 1.20 1.35 1.50 1.65 1.80 2.00
2.20 2.40]; % (m)
% y_des=[0 0 0 0.15 0.30 0.45 0.60 0.45 0.30 0.15 0 0
0 0 ]; % (m)

% %Reta pra tras depois Reta -45 graus
% x_des=[-0 -0.20 -0.40 -0.60 -0.75 -0.90 -1.05 -1.20 -1.35 -1.50 -
1.65 -1.80]; % (m)
% y_des=[ 0 0 0 0 0.15 0.30 0.45 0.60 0.75 0.90
1.05 1.20]; % (m)

% %Reta -135°
% x_des=[0 -0.15 -0.30 -0.45 -0.60 -0.75 -0.90 -1.05 -1.20 -1.35 -
1.50]; % (m)
```

```

% y_des=[0 -0.15 -0.30 -0.45 -0.60 -0.75 -0.90 -1.05 -1.20 -1.35 -
1.50]; % (m)

% %Zig Zag
% x_des=[0 0.15 0.30 0.45 0.60 0.75 0.90 1.05 1.20 1.35 1.50]; % (m)
% y_des=[0 0.15 0.30 0.15 0 0.15 0.30 0.15 0 0.15 0.30]; % (m)

% %Zig Zag Agudo
% x_des=[0 0.20 0.40 1.00 0.80 0.60 0.30 0.90 0.90 1.40]; % (m)
% y_des=[0 0 0 0 -0.05 -0.10 -0.15 0.40 0.60 0 ]; % (m)

%Raho de aceitação
r = 0.05;
d=sqrt((x_est-x_des(h))^2+(y_est-y_des(h))^2);
if d<=r
    h=h+1;
end

%Erro Orientação
alfa=atan2((y_des(h)-y_est),(x_des(h)-x_est));
E=alfa-phi_est;

%Referencial do carro
if E>pi
    E=E-2*pi;
end

if E<-pi
    E=E+2*pi;
end

%Erro Distancia
dD = sqrt((x_est-x_des(h))^2+(y_est-y_des(h))^2);

%Output
z = [dD E h];

end

```

Função do Controle Paramétrico

```

function v=nebuloso_3(dD,E)

M = [trapmf(E,[-pi, -pi, -pi/18, 0]) trimf(E,[-pi/18, 0, pi/18])
trapmf(E,[0, pi/18, pi, pi])];
DELTA = [-50; 0; 50];
N = [trimf(dD, [0, 0.1, 0.2]), trimf(dD, [0.1, 0.2, 0.5]),
trapmf(dD, [0.2, 0.5, inf, inf])];
A = [4; 8; 12];

y1 = N*A + M*DELTA;
y2 = N*A - M*DELTA;

if y1>=12
    y1=12;

```



```

end

if y1<=-12
    y1=-12;
end

if y2>=12
    y2=12;
end

if y2<=-12
    y2=-12;
end

v = [y1 y2];

end

```

Gráficos

```

close all
%Trajetórias Desejadas

%Reta 45°
x_des=[0 0.15 0.30 0.45 0.60 0.75 0.90 1.05 1.20 1.35 1.50]; % (m)
y_des=[0 0.15 0.30 0.45 0.60 0.75 0.90 1.05 1.20 1.35 1.50]; % (m)

% %Reta depois reta 45 graus
% x_des=[0 0.20 0.40 0.60 0.75 0.90 1.05 1.20 1.35 1.50 1.65 1.80];
% (m)
% y_des=[0 0 0 0 0.15 0.30 0.45 0.60 0.75 0.90 1.05 1.20];
% (m)

% %Reta depois Reta 45 graus negativo
% x_des=[0 0.20 0.40 0.60 0.75 0.90 1.05 1.20 1.35 1.50 1.65
1.80]; % (m)
% y_des=[0 0 0 0 -0.15 -0.30 -0.45 -0.60 -0.75 -0.90 -1.05
-1.20]; % (m)

% %Triangulo
% x_des=[0 0.20 0.40 0.75 0.90 1.05 1.20 1.35 1.50 1.65 1.80 2.00
2.20 2.40]; % (m)
% y_des=[0 0 0 0.15 0.30 0.45 0.60 0.45 0.30 0.15 0 0
0 0 ]; % (m)

% %Reta pra tras depois Reta -45 graus
% x_des=[-0 -0.20 -0.40 -0.60 -0.75 -0.90 -1.05 -1.20 -1.35 -1.50 -
1.65 -1.80]; % (m)
% y_des=[ 0 0 0 0 0.15 0.30 0.45 0.60 0.75 0.90
1.05 1.20]; % (m)

% %Reta -135°
% x_des=[0 -0.15 -0.30 -0.45 -0.60 -0.75 -0.90 -1.05 -1.20 -1.35 -
1.50]; % (m)
% y_des=[0 -0.15 -0.30 -0.45 -0.60 -0.75 -0.90 -1.05 -1.20 -1.35 -
1.50]; % (m)

```

```

% % Zig Zag
% x_des=[0 0.15 0.30 0.45 0.60 0.75 0.90 1.05 1.20 1.35 1.50]; % (m)
% y_des=[0 0.15 0.30 0.15 0 0.15 0.30 0.15 0 0.15 0.30]; % (m)

% Zig Zag Agudo
% x_des=[0 0.20 0.40 1.00 0.80 0.60 0.30 0.90 0.90 1.40]; % (m)
% y_des=[0 0 0 0 -0.05 -0.10 -0.15 0.40 0.60 0 ]; % (m)

t=0:0.002:2.238;

figure;
title('Acompanhamento da Trajetoria Desejada');
grid;
hold on;
plot(x_des, y_des, 'bo-');
plot(x,y,'k','LineWidth',1.5);
plot(xEstimado, yEstimado, 'r--','LineWidth',1.5);
legend('Trajetória Desejada','Trajetória do Veículo','Trajetória
Estimada','Location','NorthOutside')
xlabel('x(m)')
ylabel('y(m)')

figure;
title('Angulo de Yaw');
grid;
hold on;
plot(Tempo, Yaw,'LineWidth',3 );
plot(Tempo, Yaw_med,'r--','LineWidth',2);
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Yaw do Veículo (graus)')
legend('Yaw do Veículo','Yaw Estimado','Location','SouthEast')

% figure;
% title('Trajetoria Estimada');
% grid;
% hold on;
% plot(xEstimado, yEstimado);
% plot(x,y);

% figure;
% title('Deslocamento X');
% grid;
% hold on
% plot(Tempo, x);

figure;
title('Checkpoint');
hold on
plot(t, checkpoint,'LineWidth',2);
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Checkpoints da Trajetória Desejada')
grid

figure;
title('Tensão nos Motores');
grid;

```

```

hold on;
plot(Tempo, Tensao_dir, 'b');
plot(Tempo, Tensao_esq, 'r');
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Tensão nos Motores (V)')
legend('Tensão nos Motores do Lado Direito','Tensão nos Motores do
Lado Esquerdo','Location','NorthOutside')

figure;
title('Erro Distância');
grid;
hold on;
plot( t, erro_dist);
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Erro Distância (m)')

figure;
title('Erro Orientação');
grid;
hold on;
plot(t , erro_orientacao*180/pi);
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Erro Orientação (graus)')

figure
title('Velocidades no Referencial do Veículo')
hold on
plot(Tempo,Vel_x2,'r')
plot(Tempo,Vel_y2,'b')
grid
legend('Vx2','Vy2','Location','SouthOutside')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Velocidade (m/s)')

```

ANEXO III – Folha de Especificação do Sensor

3DM[®]-CV5-25 Attitude and Heading Reference System (AHRS)

Specifications

General			
Integrated sensors	Triaxial accelerometer, triaxial gyroscope, pressure altimeter, temperature sensors		
Data outputs	Inertial Measurement Unit (IMU) outputs: acceleration, angular rate, magnetic field, ambient pressure, Delta-theta, Delta-velocity Computed outputs: Extended Kalman Filter (EKF): filter status, timestamp, attitude estimates (in Euler angles, quaternion, orientation matrix), linear and compensated acceleration, bias compensated angular rate, pressure altitude, gravity-free linear acceleration, gyroscope and accelerometer bias, scale factors and uncertainties, gravity and magnetic models, and more.		
Inertial Measurement Unit (IMU) Sensor Outputs			
	Accelerometer	Gyroscope	Magnetometer
Measurement range	±8 g (standard) ±2 g, ±4 g, ±20 g, ±40 g (optional)	±500°/sec (standard) ±250° ±1000°/sec (optional)	±2.5 Gauss
Non-linearity	±0.04% fs	±0.06% fs	±0.3% fs
Bias instability	±0.04 mg	8°/hr	–
Initial bias error	±0.004 g	±0.1°/sec	±0.003 Gauss
Scale factor stability	±0.05±%	±0.05%	±0.1%
Noise density	100 µg/√Hz	0.0075°/sec/√Hz (300°/sec)	100 µGauss/√Hz
Alignment error	±0.05°	±0.05°	±0.05°
Adjustable bandwidth	500 Hz (max)	500 Hz (max)	–
Offset error over temperature	0.2% (typ)	0.1% (typ)	–
Gain error over temperature	0.05% (typ)	0.06% (typ)	–
Scale factor non-linearity (@ 25° C)	0.04% (typ) 0.2% (max)	0.04% (typ) 0.15% (max)	±0.0015 Gauss
IMU filtering	Digital averaging filter (user adjustable) sampled at 1 kHz and scaled into physical units Digital sigma-delta wide band anti-aliasing filter to digital averaging filter (user adjustable) scaled into physical units.		
Sampling rate	1 kHz	1kHz	50 Hz
IMU data output rate	1 Hz to 1000 Hz (sensor direct mode)		
Pressure Altimeter			
Range	-1800 m to 10,000 m		
Resolution	< 0.1 m		
Noise density	0.01 hPa RMS		
Sampling rate	25 Hz		
Computed Outputs			
Attitude accuracy	EKF outputs: ±0.5° RMS roll and pitch, ±1° RMS heading (typ) CF outputs: ±0.8° RMS roll and pitch, ±2° RMS heading (typ)		
Attitude heading range	360° about all axes		
Attitude resolution	0.05°		
Attitude repeatability	0.5°		
Calculation update rate	500 Hz		
Computed data output rate	EKF outputs: 1 Hz to 500 Hz CF outputs: 1 Hz to 1000 Hz		
Operating Parameters			
Communication	USB 2.0 (full speed) TTL serial (3.0 V dc, 9,600 bps to 921,600 bps, default 115,200)		
Power source	+3.2 to 5.2 V dc		
Power consumption	350 mW (typ)		
Operating temperature	-40 °C to +85 °C		
Mechanical shock limit	500 g		
Physical Specifications			
Dimensions	38 mm x 24 mm x 9.7 mm		
Weight	8 grams		
Enclosure material	Aluminum		
Regulatory compliance	ROHS, CE		
Integration			
Connectors	Data/power output: Samtec FTSH Series (FTSH-105-01-F-D-K)		
Software	MIP Monitor, MIP Hard and Soft Iron Calibration, Windows XP/Vista/7/8/10 compatible		
Compatibility	Protocol compatibility across 3DM-GX3, GX4, RQ1, GQ4, GX5 and CV5 product families		
Software development kit (SDK)	MIP data communications protocol with sample code available (OS and platform independent)		

LORD SENSING
MicroStrain

LORD Corporation
MicroStrain® Sensing Systems
459 Hurricane Lane, Suite 102
Williston, VT 05495 USA

ph: 802-862-6629
sensing_sales@LORD.com
sensing_support@LORD.com