



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Mecânica

CAMILA OLIVEIRA DE LIMA

Modelagem Dinâmica e Controle de Veículos Fora de Estrada: Aplicação em um Trator Agrícola

CAMPINAS
2025

CAMILA OLIVEIRA DE LIMA

Modelagem Dinâmica e Controle de Veículos Fora de Estrada: Aplicação em um Trator Agrícola

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

Orientadora: Prof.^a Dr.^a Ludmila Corrêa de Alkmin e Silva.

ESTE TRABALHO CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELA ALUNA CAMILA OLIVEIRA DE LIMA, E ORIENTADA PELA PROF^a DR^a LUDMILA CORRÊA DE ALKMIN E SILVA.

**CAMPINAS
2025**

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

L628m Lima, Camila Oliveira de, 1995-
Modelagem dinâmica e controle de veículos fora de estrada: aplicação em um trator agrícola / Camila Oliveira de Lima. – Campinas, SP : [s.n.], 2025.

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

1. Veículos a motor - Dinâmica . 2. Veículos autônomos . 3. Tratores. 4. Lógica fuzzy. 5. Otimização . I. Silva, Ludmila Corrêa de Alkmin e, 1981-. II. Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP). Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações complementares

Título em outro idioma: Dynamic modeling and control for off-road vehicles: application in an agricultural tractor

Palavras-chave em inglês:

Motor vehicles - Dynamics

Autonomous vehicles

Tractors

Fuzzy logic

Optimization

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Mestra em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Ludmila Corrêa de Alkmin e Silva [Orientador]

Angel Pontin Garcia

Marcelo Becker

Data de defesa: 21-02-2025

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

Objetivos de Desenvolvimento Sustentável (ODS)

Não se aplica

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

- ORCID do autor: <https://orcid.org/0009-0000-0518-5604>

- Currículo Lattes do autor: <http://lattes.cnpq.br/7766403248006724>

Prof.^a Dr.^a Ludmila Corrêa de Alkmin e Silva, Presidente
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP

Prof. Dr. Angel Pontin Garcia
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP

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

A Ata de Defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no SIGA/Sistema de Fluxo de Dissertação/Tese e na Secretaria do Programa da Unidade.

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha família e à todas as pessoas que de alguma forma me ajudaram a chegar até aqui.

Agradecimentos

Agradeço, primeiramente, a Deus pela vida e pela oportunidade de estar onde estou.

Agradeço aos meus pais, Maria José Oliveira de Lima e Ailton Pereira de Lima e à minha irmã Caroline Oliveira de Lima por sempre me apoiarem e nunca deixarem nada me faltar.

Agradeço ao meu noivo Lucas Vinícius Graia Barbosa pela paciência e apoio emocional, que foram cruciais para que eu chegasse até aqui.

Agradeço à minha orientadora Prof.^a Dr.^a Ludmila Corrêa de Alkmin e Silva pela oportunidade, pela excelente orientação e pelo apoio durante essa jornada.

Agradeço aos meus colegas do Laboratório de Sistemas Integrados (LabSIn), em especial ao Prof.Dr. Fabrício Leonardo e ao Matheus Miranda que sempre se dispuseram a me ajudar e compartilhar seus conhecimentos.

Agradeço ao Programa de Formação Interdisciplinar (ProFIS) por me proporcionar a oportunidade de ingressar na universidade pública e por inspirar em mim o desejo de sonhar alto, cultivando uma semente de curiosidade e interesse pela pesquisa acadêmica.

Agradeço à UNICAMP, em especial à Faculdade de Engenharia Mecânica, por fornecer as condições e estruturas necessárias para que esse trabalho fosse desenvolvido.

Agradeço à Tatu Marchesan por fomentar essa pesquisa.

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

*A mente que se abre a uma nova ideia
jamais voltará ao seu tamanho original.*

Albert Einstein

Resumo

Veículos fora de estrada são veículos que operam em superfícies não pavimentadas. Entre as diversas aplicações desse tipo de veículo, a agricultura tem grande destaque, tendo em vista sua importância econômica e social para as nações. O desenvolvimento de tecnologias autônomas de produção agrícola pode auxiliar a humanidade a atender o aumento de demanda desse setor previsto para as próximas décadas, uma vez que a maior precisão das operações autônomas gera aumentos na produção. Nesse sentido, o presente trabalho tem como objetivo desenvolver a modelagem dinâmica, além dos controladores de velocidade e trajetória para veículos fora de estrada, com foco nos veículos agrícolas, de modo a viabilizar a sua operação autônoma. Para atingir o objetivo, primeiramente foi conduzida uma ampla revisão da literatura acerca dos modelos de contato de pneu para veículos fora de estrada. Foi definido o uso de um modelo baseado nos conceitos da Mecânica do Solo. Simulações computacionais em MatLab™ foram conduzidas emulando condições de testes experimentais disponíveis na literatura para validar o modelo de pneu escolhido. As comparações entre os resultados simulados e os dados experimentais mostraram que o modelo proposto é eficaz em estimar as forças de interação entre pneu e solo. A segunda etapa do trabalho consistiu na modelagem da dinâmica planar do veículo fora de estrada. O modelo dinâmico foi simulado no Simulink/MatLab™ emulando a operação de um trator agrícola realizando operação de campo. Foram propostos dois controladores baseados na lógica *fuzzy*: um para o controle da trajetória e outro para o controle de velocidade do trator. Os parâmetros dos controladores *fuzzy* foram otimizados por meio de processos de otimização baseados no método de algoritmo genético. As simulações realizadas aplicando os controladores *fuzzy* otimizados mostraram que o controle proposto foi capaz de corrigir de forma satisfatória a trajetória do veículo e manter sua velocidade no valor desejado. Os resultados também mostraram que a metodologia de controle desenvolvida é robusta para diferentes características do sistema, como condições de solo, dimensões do trator, distribuição de carga e tipo de tração do veículo.

Palavras-chave: Veículos fora de estrada, Veículos agrícolas, Dinâmica veicular, Modelo de pneu, Controle de trajetória, Controle de velocidade, Controle *fuzzy*.

Abstract

Off-road vehicles are vehicles that operate on unpaved surfaces. Among the various applications of these vehicles, agriculture plays a significant role due to its economic and social importance for nations. The development of autonomous agricultural production technologies can help humanity meet the increasing demand for this sector in the coming decades, as the higher precision of autonomous operations leads to increased production. In this context, the aim of this work is to develop dynamic modeling, as well as speed and trajectory controllers for off-road vehicles, focusing on agricultural vehicles, to enable their autonomous operation. To achieve this goal, a comprehensive literature review on tire contact models for off-road vehicles was first conducted. A model based on Terramechanics concepts was chosen. Computational simulations in MatLab™ were carried out, emulating experimental test conditions available in the literature, to validate the selected tire model. Comparisons between the simulated results and the experimental data showed that the proposed model is effective in estimating the interaction forces between the tire and the soil. The second stage of the work consisted of modeling the planar dynamics of the off-road vehicle. The dynamic model was simulated in Simulink/MatLab™, emulating the operation of an agricultural tractor performing fieldwork. Two controllers based on fuzzy logic were proposed: one for trajectory control and the other for speed control of the tractor. The parameters of the fuzzy controllers were optimized through optimization processes based on the genetic algorithm method. Simulations using the optimized fuzzy controllers demonstrated that the proposed control was able to satisfactorily correct the vehicle's trajectory and maintain its speed at the desired value. The results also showed that the developed control methodology is robust for different system characteristics, such as soil conditions, tractor dimensions, load distribution, and vehicle traction type.

Keywords: Off-road vehicles, Agricultural vehicles, Vehicle dynamics, Tire model, Trajectory control, Speed control, Fuzzy control.

Lista de Ilustrações

1.1	Benefícios da adoção de tecnologias de precisão na agricultura. (Association of Equipment Manufacturers, 2021).	22
1.2	Previsões para o mercado de tratores autônomo de 2023 até 2033. Adaptado de MARKET.US (2023).	23
2.1	Pulverizador autopropelido Patriot 350 produzido pela CASE IH®. (CASE IH®).	27
2.2	Conceito de trator autônomo desenvolvido pela CASE IH®. (UNKRATE®).	28
2.3	Níveis de controle de um veículo autônomo. Adaptada de (Raffo <i>et al.</i> , 2009).	29
2.4	Distribuição de tensões em um pneu parado sobre um solo deformável.	37
2.5	Modelo de distribuição de tensões em uma roda trativa em solo deformável.	38
2.6	Modelo de forças agindo em um pneu rígido que se movimenta em um solo deformável.	41
2.7	Força lateral em função da força longitudinal agindo em um pneu para diferentes valores de escorregamento lateral. (a) Experimental; (b) Aproximação por elipse. Adaptada de Genta (1997).	42
2.8	Diagrama do procedimento de implementação matemática para o modelo de pneu adotado.	43
2.9	Força longitudinal e lateral para o pneu com carga de 3236,19 N.	45
2.10	Dados numéricos e dados experimentais (Krick, 1973) de força longitudinal em função do escorregamento para diferentes cargas verticais atuantes no pneu.	46
2.11	Comparação do modelo com dados experimentais de força lateral em função do escorregamento.	47
3.1	Coordenadas de referência do veículo. Adaptada de Jazar (2008).	49
3.2	Forças atuando nas direções lateral e vertical em um veículo. Adaptada de Más <i>et al.</i> (2010).	50
3.3	Representação do modelo dinâmico do trator realizando uma curva. Adaptado de Más <i>et al.</i> (2010).	53
3.4	Trajectoria percorrida por tratores agrícolas em campo.	57
3.5	Tipos de manobra de cabeceira mais utilizados. Adaptado de Xu <i>et al.</i> (2022a).	57
3.6	Fluxo de informações para simulação do trator agrícola.	58
3.7	Representação esquemática da simulação realizada para validação do modelo dinâmico do trator.	59
3.8	Esterçamento aplicado nas rodas dianteiras do veículo.	60
3.9	Trajectoria desenvolvida pelo trator submetido a esterçamento constante.	61
4.1	Representação esquemática do fluxo de informações para os controladores PID.	62
4.2	Exemplo de função de pertinência do tipo gaussiana com três níveis de pertinência.	64
4.3	Representação esquemática do fluxo de informações para os controladores <i>fuzzy</i>	65
4.4	Trajectoria desejada.	70

4.5	Funções de pertinência para as variáveis de entrada e de saída do controlador <i>fuzzy</i> para controle de trajetória.	72
4.6	Funções de pertinência para as variáveis de entrada e de saída do controlador <i>fuzzy</i> para controle de velocidade.	73
4.7	Trajetória desenvolvida pelo trator durante simulações controladas por controladores PID.	75
4.8	Trajetória desenvolvida pelo trator nas manobras de cabeceira durante simulações controladas por controladores PID.	76
4.9	Escorregamento nos pneus traseiros para simulação em Solo 2 (S/I) controlada por controladores PID.	78
4.10	Escorregamento nos pneus traseiros para simulação em Solo 2 (C/I) controlada por controladores PID.	79
4.11	Esterçamento de saída dos controladores PID durante as simulações.	80
4.12	Velocidade desenvolvida pelo trator durante simulações controladas por controladores PID.	81
4.13	Torque resultante nas rodas motrizes do trator durante simulações controladas por controladores PID.	83
4.14	Trajetória desenvolvida pelo trator durante simulações controladas por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	85
4.15	Trajetória desenvolvida pelo trator nas manobras de cabeceira durante simulações controladas por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	86
4.16	Ângulo de guinada desenvolvido pelo trator durante simulações controladas por controladores <i>fuzzy</i>	87
4.17	Escorregamento nos pneus para simulação em Solo 2 (S/I) controlada por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	88
4.18	Escorregamento nos pneus para simulação em Solo 2 (C/I) controlada por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	89
4.19	Esterçamento em função do tempo para simulações em Solo 2 (S/I) controlada por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	90
4.20	Trajetória desenvolvida durante simulação no Solo 3 e Solo 5, considerando força de implento de 6800 N, controladas por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	90
4.21	Velocidade desenvolvida durante simulações controladas por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	91
4.22	Torque resultante das simulações controladas por controladores <i>fuzzy</i> otimizados sem a ação de força de implento.	93
4.23	Torque resultante das simulações controladas por controladores <i>fuzzy</i> otimizados com a ação de força de implento.	93
4.24	Talhão localizado na cidade de Matão-SP. Imagem obtida no software QGIS™.	95
4.25	Linhas reais de plantio matematicamente descritas no software Matlab™.	96

4.26	Trajatória desenvolvida pelo trator durante simulações controladas por controladores <i>fuzzy</i> para linhas de plantio com coordenadas reais.	97
B.1	Escorregamento dos pneus traseiros para simulação em Solo 1 (S/I) controlada por controladores PID.	113
B.2	Escorregamento dos pneus traseiros para simulação em Solo 3 (S/I) controlada por controladores PID.	113
B.3	Escorregamento dos pneus traseiros para simulação em Solo 4 (S/I) controlada por controladores PID.	114
B.4	Escorregamento dos pneus traseiros para simulação em Solo 5 (S/I) controlada por controladores PID.	114
B.5	Escorregamento dos pneus traseiros para simulação em Solo 1 (C/I) controlada por controladores PID.	114
C.1	Escorregamento dos pneus durante simulação em Solo 1 (S/I) controlada por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	115
C.2	Escorregamento dos pneus durante simulação em Solo 3 (S/I) controlada por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	115
C.3	Escorregamento dos pneus durante simulação em Solo 4 (S/I) controlada por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	116
C.4	Escorregamento dos pneus durante simulação em Solo 5 (S/I) controlada por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	116
C.5	Escorregamento dos pneus durante simulação em Solo 1 (C/I) controlada por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	117
C.6	Esterçamento em função do tempo para simulações controladas por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	118
C.7	Torque de entrada nos eixos do trator durante simulações controladas por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	119

Lista de Tabelas

2.1	Parâmetros do solo e do pneu. Fonte: Vieira <i>et al.</i> (2022) e Wong. (2009)	44
3.1	Características do trator New Holland T4.75. Fonte: Zart (2020).	60
4.1	Parâmetros dos controladores PID.	63
4.2	Característica do Trator Agrale BX 6180.(Agrale).	69
4.3	Parâmetros para cálculo de força de implemento. Adaptado de ASAE (2009). .	71
4.4	Parâmetros característicos dos solos utilizados nas simulações.	74
4.5	Erro RMSE de trajetória para simulações controladas por controladores PID . .	77
4.6	Erro RMSE de velocidade para simulações controladas por controladores PID. .	82
4.7	Erro RMSE de velocidade desconsiderando tempo de estabilização para simu- lações controladas por controladores PID.	83
4.8	Torque resultante médio nas rodas motrizes do trator durante simulações con- troladas por controladores PID.	84
4.9	Erro RMSE de trajetória para controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	87
4.10	Erro RMSE de trajetória para simulações controladas por controladores <i>fuzzy</i> otimizados com força de implemento de 6800 N.	91
4.11	Erro RMSE de velocidade para simulações controladas por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	92
4.12	Erro RMSE de velocidade desconsiderando tempo de estabilização para simu- lações controladas por <i>fuzzy</i> otimizados.	92
4.13	Torque resultante médio nas rodas motrizes do trator durante simulações con- troladas por controladores <i>fuzzy</i> otimizados.	94
4.14	Parâmetros simulados para avaliar a sensibilidade dos controladores <i>fuzzy</i>	95
4.15	Erro RMSE de trajetória dos controladores <i>fuzzy</i> para simulação de trajetória real.	97
4.16	Erro RMSE de velocidade dos controladores <i>fuzzy</i> para simulação de trajetória real.	97

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

$\vec{a}$	Vetor de aceleração	[m/s ²]
a_0	Parâmetro característico da interação pneu-solo	-
a_1	Parâmetro característico da interação pneu-solo	-
a_f	Posição do CG em relação ao eixo dianteiro	[m]
a_r	Posição do CG em relação ao eixo traseiro	[m]
a_x	Aceleração na direção longitudinal	[m/s ²]
a_y	Aceleração na direção lateral	[m/s ²]
A	Parâmetro característico do implemento	-
b	Largura do pneu	[m]
b_f	Largura do pneu dianteiro	[m]
b_r	Largura do pneu traseiro	[m]
B	Parâmetro característico do implemento	-
c	Módulo de coesão do solo	[kPa]
C	Parâmetro característico do implemento	-
CI	Índice de cone	[MPa]
d	Diâmetro do pneu	[m]
D	Força de implemento	[N]
D_A	Resistência aerodinâmica	[N]
f_{k1}	Erro quadrático da trajetória	[m]
f_{k2}	Erro quadrático da velocidade	[m/s]
f_p	Função de pertinência	-
F_i	Parâmetro relacionado à textura do solo	-
F_x	Força longitudinal	[N]
F_y	Força lateral	[N]
F_z	Força vertical	[N]
F_{z1}	Força vertical no pneu dianteiro esquerdo	[N]
F_{z1}	Força vertical no pneu dianteiro direito	[N]
F_{z3}	Força vertical no pneu traseiro esquerdo	[N]
F_{z4}	Força vertical no pneu traseiro direito	[N]
F_{xmax}	Força máxima na direção longitudinal	[N]
F_{ymax}	Força máxima na direção lateral	[N]
F_{xf}	Força de tração nos pneus dianteiros	[N]
F_{xr}	Força de tração nos pneus traseiros	[N]
F_{yf}	Força lateral no eixo dianteiro	[N]

F_{yr}	Força lateral no eixo traseiro	[N]
F_{tx}	Força de tração	[N]
g	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
GS_i	Grau de suporte associado a uma regra da lógica <i>fuzzy</i>	-
h	Profundidade de penetração	[m]
h_{CG}	Altura do CG	[m]
h_f	Penetração de entrada	[m]
h_s	Penetração estática	[m]
h_r	Penetração de saída	[m]
i	Índice de classificação da textura do solo	-
$\dot{j}_x$	Deformação cisalhante na direção longitudinal	[m]
$\dot{j}_y$	Deformação cisalhante na direção lateral	[m]
k	Coeficiente do modelo de pneu	-
k_c	Coeficiente de pressão-penetração	$[kN/m^{n+1}]$
k_x	Coeficiente de deformação cisalhante na direção longitudinal	[m]
k_y	Coeficiente de deformação cisalhante na direção lateral	[m]
k_ϕ	Coeficiente de pressão-penetração	$[kN/m^{n+2}]$
L	Distância entre eixos	[m]
m	Massa do veículo	[kg]
$m_{implemento}$	Massa do implemento	[kg]
n	Expoente de penetração	-
n_{gs}	Número de graus de suporte	-
n_{f_p}	Número de níveis de função de pertinência	-
n_t	Número total de instantes de tempo	-
n_v	Número de parâmetros para cada variável	-
N	Número de linhas do implemento em operação	-
NM	Número de mobilidade	-
N_E	Número de variáveis de entrada	-
N_S	Número de variáveis de saída	-
N_T	Número total de parâmetros do controlador <i>fuzzy</i>	-
$\vec{p}$	Vetor posição	[m]
$\vec{p}_0$	Vetor posição inicial	[m]
P_{tr}	Profundidade de trabalho	[cm]
r	Raio do pneu	[m]

r_f	Raio do pneu dianteiro	[m]
r_r	Raio do pneu traseiro	[m]
R	Raio da trajetória circular	[m]
R_O	Restrições da otimização	-
$RMSE_{\text{trajetória}}$	Erro RMSE da trajetória	[m]
$RMSE_{\text{velocidade}}$	Erro RMSE da velocidade	[m/s]
r_{circ}	Raio da trajetória circular	[m]
R_{hx}	Força de engate	[N]
R_{xf}	Resistência ao rolamento nos pneus dianteiros	[N]
R_{xr}	Resistência ao rolamento nos pneus traseiros	[N]
s	Escorregamento longitudinal	-
s_{f1}	Saída do controlador <i>fuzzy</i> de velocidade	-
s_{f2}	Saída do controlador <i>fuzzy</i> de velocidade	-
S	Velocidade de operação do implemento	[km/h]
T_e	Torque do motor elétrico	[Nm]
$\vec{T}$	Vetor de torque nas rodas	[Nm]
T_e	Torque do motor elétrico	[Nm]
T_f	Torque nas rodas dianteiras	[Nm]
T_{max_f}	Torque máximo no pneu dianteiro	[Nm]
T_{max_t}	Torque máximo no pneu traseiro	[Nm]
T_r	Torque nas rodas traseiras	[Nm]
T_{total}^-	Torque total médio	[m]
t_r	Bitola traseira	[m]
$\vec{v}$	Vetor de velocidade do trator	[m/s]
$\vec{v}_d$	Velocidade desejada	[m/s]
$v_{desejada,i}$	Velocidade desejada	[m/s]
$v_{resultante}$	Velocidade resultante	[m/s]
$v_{real,i}$	Velocidade real	[m/s]
v_x	Velocidade na direção longitudinal	[m/s]
v_y	Velocidade na direção lateral	[m/s]
W	Carga no pneu	[N]
W_t	Peso do trator agindo no seu centro de gravidade	[N]

W_f	Força normal nos pneus dianteiros	[N]
W_r	Força normal nos pneus traseiros	[N]
$x_{real,i}$	Posição x real do veículo	[m]
x_{centro}	Posição longitudinal do centro da trajetória	[m]
$x_{desejado,i}$	Posição x desejada do veículo	[m]
$\bar{x}_A$	Posição do centroide da área	-
$y_{real,i}$	Posição y real do veículo	[m]
y_{centro}	Posição lateral do centro da trajetória	[m]
$y_{desejado,i}$	Posição y desejada do veículo	[m]

Letras Gregas

β	Ângulo de escorregamento	[°]
δ	Esterçamento	[°]
δ_1	Esterçamento das rodas dianteiras	[rad]
δ_2	Esterçamento das rodas traseiras	[rad]
θ	Ângulo de contato	[°]
θ_f	Ângulo de entrada	[°]
θ_m	Ângulo de tensão normal máxima	[°]
θ_r	Ângulo de saída	[°]
θ_s	Ângulo de contato estático	[°]
θ_{inc}	Inclinação do terreno	[°]
λ	Razão de penetração	-
μ	Média da função de pertinência	-
μ_{in_i}	Média da função de pertinência das variáveis de entrada	-
μ_{out_i}	Média da função de pertinência das variáveis de saída	-
σ	Tensão normal	[Pa]
σ_g	Desvio padrão da função de pertinência	-
σ_{in_i}	Desvio padrão da função de pertinência das variáveis de entrada	-
σ_{out_i}	Desvio padrão da função de pertinência das variáveis de saída	-
σ_s	Tensão normal associada à penetração estática	[Pa]
τ_x	Tensão cisalhante na direção longitudinal	[Pa]
τ_y	Tensão cisalhante na direção lateral	[Pa]
ϕ	Ângulo de atrito interno do solo	[°]
ω	Velocidade de rotação da roda	[rad/s]

Siglas

ASABE	<i>American Society of Agricultural and Biological Engineers</i>
C/I	Com implemento
D.E	Pneu dianteiro esquerdo
D.D	Pneu dianteiro direito
DSI	Departamento de Sistemas Integrados
FEM	Faculdade de Engenharia Mecânica
LabSIn	Laboratório de Sistemas Integrados
LiDAR	<i>Ligth Detection and Raging</i>
PIB	Produto Interno Bruto
PID	Controle Proporcional Integral Derivativo
PTO	Tomada de potência
S/I	Sem implemento
T.D	Pneu traseiro direito
T.E	Pneu traseiro esquerdo
UNICAMP	Universidade Estadual de Campinas

Sumário

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	Motivações e objetivos	23
1.2	Histórico de trabalhos do grupo LabSIn	24
1.3	Divisão do trabalho	25
2	MODELO DE PNEU PARA VEÍCULO FORA DE ESTRADA	26
2.1	Veículos fora de estrada	26
2.2	Veículos agrícolas	26
2.3	Veículos agrícolas autônomos	28
2.4	Visão geral sobre modelos de pneus fora de estrada	30
2.4.1	Modelos empíricos	31
2.4.2	Modelos teóricos	33
2.4.3	Modelos semi-empíricos	34
2.5	Modelo de interação pneu-solo baseado na mecânica do solo	35
2.5.1	Penetração estática do pneu no solo	36
2.5.2	Escorregamento longitudinal e escorregamento lateral	37
2.5.3	Tensão normal	38
2.5.4	Tensão cisalhante	40
2.5.5	Forças associadas ao movimento	40
2.6	Movimento Combinado	42
2.7	Implementação do modelo matemático	43
2.7.1	Procedimento de cálculo	43
2.7.2	Parâmetros para a simulação numérica	44
2.8	Validação do modelo de pneu	45
3	DINÂMICA VEICULAR	49
3.1	Dinâmica veicular	49
3.2	Dinâmica Longitudinal	50
3.2.1	Força de engate	51
3.3	Dinâmica Lateral	52
3.4	Dinâmica Vertical	54
3.5	Trajетórias de veículos agrícolas	56
3.6	Implementação do modelo dinâmico	57
3.7	Resultados da implementação do modelo dinâmico	60
4	CONTROLE DE TRAJETÓRIA E VELOCIDADE	62
4.1	Controladores PID	62
4.2	Controladores <i>fuzzy</i>	63

4.2.1	Controladores <i>fuzzy</i> propostos	65
4.2.2	Otimização dos parâmetros de controle	66
4.2.3	Configurações e condições consideradas para otimização dos controladores <i>fuzzy</i>	69
4.2.4	Parâmetros dos controladores <i>fuzzy</i> otimizados	71
4.3	Implementação dos controladores propostos	73
4.3.1	Trator agrícola	73
4.3.2	Solos	74
4.3.3	Trajectoria	74
4.3.4	Força de Engate	74
4.3.5	Informações adicionais	75
4.4	Resultados da implementação dos controladores PID	75
4.4.1	Trajectoria	75
4.4.2	Velocidade	80
4.5	Resultados da implementação dos controladores <i>fuzzy</i>	84
4.5.1	Trajectoria	84
4.5.2	Velocidade	91
4.5.3	Análise de sensibilidade dos controladores <i>fuzzy</i>	94
4.6	Aplicação dos controladores <i>fuzzy</i> em linhas de plantio reais	95
4.6.1	Resultados de Trajetória	96
4.6.2	Resultados de Velocidade	97
5	CONCLUSÕES	98
5.1	Trabalhos futuros	99
	Referências Bibliográficas	101
	APÊNDICES	111
A	– Artigos publicados	112
A.1	Congressos	112
B	– Resultados obtidos para os controladores PID	113
B.1	Curvas de escorregamento em função do tempo	113
C	– Resultados obtidos para os controladores <i>fuzzy</i>	115
C.1	Curvas de escorregamento em função do tempo	115
C.2	Esterçamento	118
C.3	Torques de entrada	119

1 INTRODUÇÃO

Veículos fora de estrada são definidos como todo veículo projetado para trafegar em superfícies não pavimentadas. Diversas são as aplicações desse tipo de veículo, como agricultura, mineração, fins militares, corrida, lazer, florestais, entre outros. Dentre essas, a que mais se destaca é a aplicação na agricultura, sendo uma indústria fundamental e de bem-estar público, a qual desempenha um papel crucial na economia das nações e na subsistência das pessoas (Yan *et al.*, 2024). O setor agrícola é responsável pela produção de alimentos, vestuário, combustível, entre outros itens indispensáveis para a vida humana e tem uma contribuição expressiva no desenvolvimento das economias mundiais, sendo responsável por cerca de 4% do Produto Interno Bruto (PIB) global e por mais de 25% do PIB de alguns países em desenvolvimento (THE WORLD BANK, 2024). No Brasil, por exemplo, o agronegócio contribuiu com 23,8% do PIB do país em 2023 (CEPEA, 2024b) e emprega cerca de 26,8% da população ativa (CEPEA, 2024a), indicando a relevância e importância desse setor para a economia do país. A Organização Mundial de Alimento e Agricultura classifica o Brasil como um dos maiores produtores de alimentos do mundo juntamente com China, Índia e Estados Unidos, sendo destaque na produção de soja e cana-de-açúcar (Roshanianfard e Ardabili, 2023). Além dos seus impactos diretos na economia, o desenvolvimento do setor agrícola acarreta indiretamente grandes impactos sociais. De acordo com Roshanianfard e Ardabili (2023), o crescimento do setor agrícola é de duas a quatro vezes mais eficaz no aumento da renda de pessoas mais pobres em comparação com outros setores, mostrando ser uma das ferramentas mais poderosas para minimizar a pobreza extrema e impulsionar a prosperidade.

Nos próximos anos, a expectativa é que a demanda do setor agrícola aumente consideravelmente devido à previsão de que até 2050 o planeta Terra terá mais de 10 bilhões de habitantes, o que acarretará na necessidade de aumento de produção de alimentos em 60% (WORLD ECONOMIC FORUM, 2022). Além disso, as mudanças climáticas, possíveis guerras e limitações de terras cultiváveis podem dificultar a produção de alimentos, aumentando a escassez e crises alimentares ao redor do mundo (Rahmadian e Widyartono, 2020). Os métodos de produção agrícola convencionais não são suficientes para atender essa crescente demanda e precisam ser transformados rapidamente (Bazargani e Deemyad, 2024). Em adição, esses métodos são responsáveis por 70% do consumo de água mundial e 30% das emissões de gases de efeito estufa, evidenciando seu grande impacto no meio ambiente (WORLD ECONOMIC FORUM, 2022). Dessa forma, os métodos tradicionais de produção precisam passar por uma revolução tecnológica com o objetivo de aumentar a produtividade agrícola, fomentando o desenvolvimento de uma agricultura de alta qualidade, alto rendimento e mais sustentável (Tian *et al.*, 2020).

Diante desse cenário de maior demanda alimentícia e possíveis limitações da produção agrícola, soluções devem ser propostas para que a alimentação e nutrição humana não sejam

comprometidas. De acordo com Roshanianfard e Ardabili (2023), o desenvolvimento de novas tecnologias e o aprimoramento de tecnologias já existentes podem ser a solução para esse problema. As tecnologias envolvidas nos conceitos de Agricultura de Precisão, Agricultura 4.0 e Agricultura Inteligente podem auxiliar a humanidade a atender as crescentes demandas, uma vez que aplicadas na agricultura têm a capacidade de aumentar a produtividade e a qualidade dos alimentos (Rahmadian e Widyartono; Lu *et al.*; Bazargani e Deemyad, 2020; 2023; 2024). Essas tecnologias tornam as operações mais precisas pois eliminam a ação humana e consequentemente o erro associado à ela. Além disso, a maior precisão reduz os desperdícios, o que caracteriza um processo mais sustentável. O custo relacionado à força de trabalho também é reduzido, tornando a produção menos onerosa, o que é refletido nos preços que chegam aos consumidores finais (Rahmadian e Widyartono, 2020). O estudo conduzido pela Associação de Fabricantes de Equipamento dos Estados Unidos revela os benefícios da utilização da Agricultura de Precisão nesse país. Os resultados encontrados são apresentados no gráfico da Figura 1.1. O gráfico mostra que o uso das tecnologias envolvidas na agricultura de precisão trazem benefícios significantes, tanto para o aumento da produção como para a diminuição do uso de recursos da natureza.

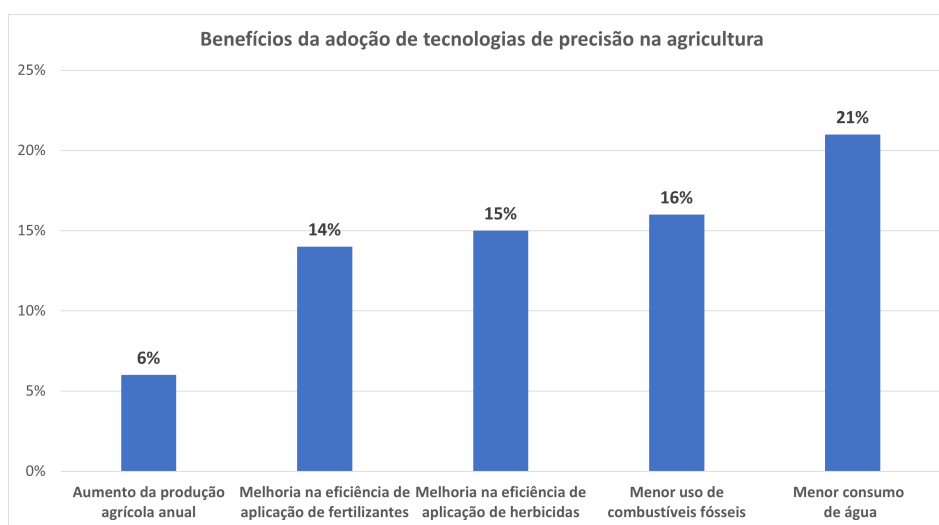


Figura 1.1: Benefícios da adoção de tecnologias de precisão na agricultura. (Association of Equipment Manufacturers, 2021).

No que tange às ferramentas empregadas na Agricultura de Precisão, a automação e a robótica vêm se destacando, contribuindo para gerar os benefícios citados. As pesquisas mais recentes que visam aumentar a autonomia no ambiente agrícola tem como foco a criação de veículos autônomos ou robôs de campo para atividades do setor (Roshanianfard e Ardabili, 2023). Isso é evidenciado através das expectativas desse mercado para o futuro. O gráfico da Figura 1.2 apresenta as previsões do mercado de veículos autônomos, dividido por tecnologia empregada, para os anos de 2023 a 2033. A expectativa é de que o valor desse mercado tenha um aumento de cerca de 43%, se destacando os veículos que utilizam sensores e Sistema de Posicionamento Global (GPS).

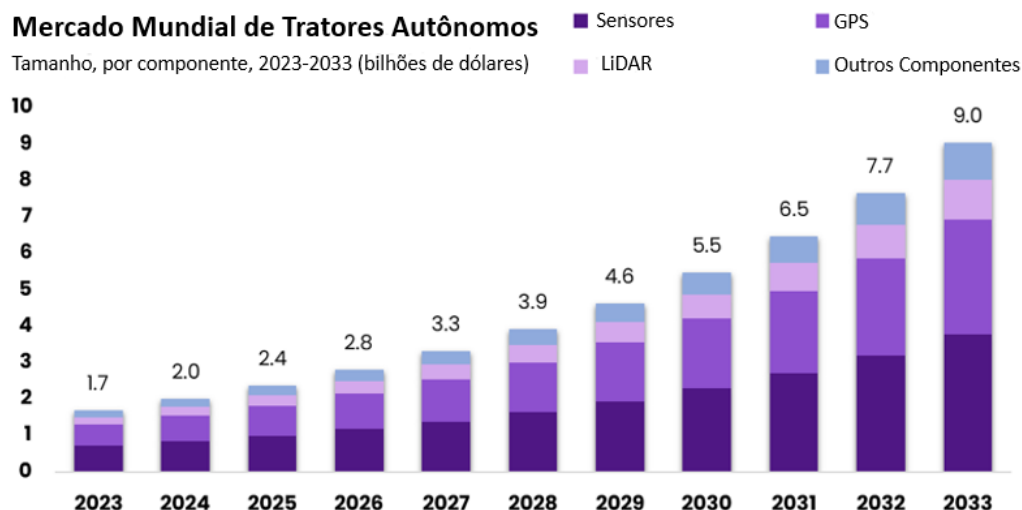


Figura 1.2: Previsões para o mercado de tratores autônomos de 2023 até 2033. Adaptado de MARKET.US (2023).

1.1 Motivações e objetivos

O desenvolvimento de novas tecnologias no setor agrícola será uma possível solução para a crescente demanda de alimentos no mundo frente às limitações impostas à produção atualmente. Pesquisas acerca de novas tecnologias para emprego na agricultura são de extrema importância para o surgimento de soluções que possam garantir maior produtividade e eficiência dos sistemas de produção agrícola. As tecnologias autônomas podem ser uma poderosa aliada para promover uma maior produção de alimentos, uma vez que a atuação mais precisa elimina os desperdícios e diminui o tempo de execução das tarefas (WORLD ECONOMIC FORUM; Rahmadian e Widyartono, 2022; 2020). Tendo em vista esse cenário, o presente trabalho tem como objetivo geral desenvolver um controle robusto de velocidade e trajetória para veículos fora de estrada, sobretudo do setor agrícola, viabilizando a operação autônoma desse tipo de veículo. Para atingir o objetivo geral, foram definidos três objetivos específicos, os quais são listados a seguir.

- Levantamento de um modelo de pneu para veículos fora de estrada mais adequado para representar as condições reais das interações com o solo e que contemple tanto a dinâmica longitudinal quanto a dinâmica lateral;
- Desenvolver um modelo dinâmico para veículos fora de estrada;
- Desenvolver um controle de velocidade e trajetória para veículos fora de estrada. Como estudo de caso, o controle desenvolvido será simulado em tratores agrícolas tracionando um implemento.

1.2 Histórico de trabalhos do grupo LabSIn

O Laboratório de Sistemas Integrados (LabSIn) faz parte do Departamento de Sistemas Integrados (DSI) da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM) da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP). O laboratório destaca-se por quatro principais linhas de pesquisa: dinâmica veicular, projeto modular, metodologia de projeto e acessibilidade. Na área de Dinâmica Veicular, o grupo apresenta diversos trabalhos conduzidos acerca do desenvolvimento de modelos para a dinâmica veicular de veículos de estrada, os quais são validados a partir de experimentos. A seguir, um breve resumo dos principais trabalhos na área de dinâmica veicular desenvolvidos pelo grupo são apresentados com o intuito de demonstrar a evolução dessas pesquisas.

- Em Bertoti (2018), foi realizado um estudo do comportamento dinâmico da bancada dinamométrica de rolos duplos do Laboratório de Sistemas Integrados da UNICAMP. O comportamento da bancada foi descrito através de um modelo dinâmico não-linear com quatro graus de liberdade. O modelo desenvolvido pode ser implementado em malhas de controle retroalimentados, o que gera valores de torques mais próximos da realidade;
- Yamashita (2018) desenvolveu uma estratégia de controle por lógica *fuzzy* para correção de trajetória de veículos híbridos. Nesse trabalho, os parâmetros de controle são otimizados para reproduzir comportamentos distintos para veículos em condições de operações diferentes. Foi desenvolvido um modelo que utiliza uma abordagem da dinâmica lateral de contato pneu-solo com a metodologia de Pacejka.
- Em Silva (2020), desenvolve-se uma estratégia de controle baseada na lógica *fuzzy* para controlar a trajetória, guinada e velocidade de veículos híbridos e elétricos. Algoritmos genéticos foram utilizados para otimizar os parâmetros de controle. Uma simulação *hardware-in-the-loop* foi conduzida, implementando o controle desenvolvido em microcontrolador, para validar a estratégia de controle proposta. A dinâmica lateral do veículo é modelada por meio do modelo de Pacejka.
- Em Lourenço (2020) é apresentado o desenvolvimento de um protótipo de veículos/robôs e de uma bancada dinamométrica em escala reduzida. Os principais componentes desses protótipos foram dimensionados utilizando-se modelagem computacional. Simulações dinâmicas multifísicas em ADAMS e Simulink auxiliaram na análise do desempenho dos protótipos.
- Miranda (2022) apresenta o estudo da dinâmica planar de veículos híbridos plug-in e puramente elétricos. Um algoritmo de busca multiobjetivo baseado em enxames de partículas (MOPSO - *Multi-objective Particle Swarm Optimization*) foi utilizado para otimizar os componentes do sistema de tração dos veículos, além da estratégia de controle baseada na lógica *fuzzy* para o gerenciamento de potência, controle da troca de marchas e

desenvolvimento de um sistema de auxílio ao motorista.

- Em Silva (2023), foi utilizado aprendizado de máquinas para o desenvolvimento de uma estratégia de gerenciamento de potência para veículos elétricos. Um modelo de rede neural de multcamadas foi desenvolvido para treinar o sistema de gerenciamento de potência, visando maximizar a autonomia do veículo, minimizar a massa de motores e baterias, o custo e tempo de recarga da bateria. No trabalho, foi desenvolvido um gerador de ciclos de condução através de operadores genéticos com o intuito de realizar o treinamento da rede.

1.3 Divisão do trabalho

O presente trabalho está dividido em 5 capítulos. No Capítulo 1 foi apresentada uma breve contextualização do tema, assim como as motivações e objetivos a serem alcançados.

No Capítulo 2, é realizada uma introdução sobre veículos fora de estrada, veículos agrícolas e veículos agrícolas autônomos. Em seguida, é realizada uma revisão sobre os principais modelos dinâmicos de pneus para veículos fora de estrada disponíveis na literatura. Neste capítulo, o modelo de pneu baseado no conceito da mecânica do solo é detalhado, assim como a abordagem matemática utilizada para implementá-lo e a metodologia desenvolvida para validá-lo. São apresentados os resultados e discussões da implementação desse modelo.

No Capítulo 3 são abordados os principais conceitos de dinâmica veicular usados para o desenvolvimento do modelo do trator estudado. São expostas as trajetórias típicas de operações agrícolas. Também são apresentados os resultados das simulações computacionais desenvolvidas para validar o modelo dinâmico do trator.

O Capítulo 4 aborda as estratégias de controle propostas para controle de trajetória e velocidade de um trator agrícola. São apresentados os resultados e discussões das simulações controladas.

O Capítulo 5 é destinado às conclusões deste trabalho e aborda os possíveis trabalhos futuros relacionados à essa pesquisa.

2 MODELO DE PNEU PARA VEÍCULO FORA DE ESTRADA

Neste capítulo serão apresentadas algumas características de veículos fora de estrada, veículos agrícolas e veículos agrícolas autônomos. Em seguida, é desenvolvida uma revisão bibliográfica sobre os principais modelos de pneu para veículos fora de estrada disponíveis na literatura. Um modelo de pneu baseado na mecânica do solo é detalhado. Por fim, a forma de implementação desse modelo e as simulações computacionais conduzidas para validá-lo são descritas e os resultados são apresentados.

2.1 Veículos fora de estrada

Veículos que operam em vias não pavimentadas, como terrenos rugosos, trilhas e praias, são classificados como veículos fora de estrada (Herrmann e Rothfuss, 2015). Em sua maioria, veículos fora de estrada operam em condições extremas, terrenos acidentados caracterizados por solos deformáveis ou por superfícies rígidas com fragmentos, como pedras e cascalhos (Taghavifar e Mardani; Ahluwalia *et al.*, 2017; 2022). Além disso, as condições do solo podem se alterar constantemente, devido à umidade, concentração de componentes, vegetação na superfície, entre outros fatores que trazem mudanças no seu comportamento e podem impor limitações à mobilidade do veículo (Wong, 2009). Devido às suas funções, a maioria dos veículos fora de estrada geralmente são grandes para garantir a tração necessárias para suas operações. Seus rodados (componente responsável pelo contato com o solo, por exemplo, pneu ou esteiras) são largos, o que aumenta a área de contato com o terreno, e assim diminui a altura de penetração no solo (Taghavifar e Mardani, 2017). As condições fora de estrada são verificadas em muitas aplicações práticas, como maquinários agrícolas, veículos de mineração, veículos militares e de corrida (Vieira *et al.*, 2022).

2.2 Veículos agrícolas

Durante muito tempo, o ser humano utilizou sua própria força ou de outros animais para desenvolver as tarefas agrícolas, como arar a terra, semeá-la e realizar a colheita (Bazargani e Deemyad, 2024). Com o advento da mecanização, o homem passou a fazer uso de máquinas para auxiliá-lo nas mais diversas atividades. O marco da mecanização no setor agrícola foi o desenvolvimento de tratores (Fouda, 2021). A ISO 12934 define um trator da seguinte forma:

"Um trator agrícola é um veículo agrícola autopropelido que tem pelo menos dois eixos e rodas, esteiras sem fim, ou uma combinação de rodas e esteiras sem fim, particularmente designado para puxar, empurrar, carregar ou prover potência para implementos ou puxar reboques e implementos agrícolas, ou qualquer combinação dessas funções usado para trabalho agrícola (incluindo trabalho florestal), o qual pode ser provido de uma plataforma de carregamento."

De forma geral, um trator possui duas funções principais: transportar e fornecer potência para implementos agrícolas que não possuem sistema motriz. O fornecimento de potência é realizado pela chamada "tomada de potência", também conhecido como PTO (do inglês *Power take-off*). A PTO é responsável por transmitir a potência do motor do trator para os implementos (Renius, 2020). Os implementos agrícolas são utilizados para desenvolver diversas tarefas nas etapas de produção agrícola, desde a fase de preparo do solo, plantio e colheita (Fouda, 2021). Semeadoras, pulverizadores, colheitadeiras e adubadoras são alguns exemplos de implementos agrícolas que podem ser operados através do acoplamento em tratores.

Embora a utilização de implementos agrícolas acoplados em tratores seja ainda muito utilizada, muitos fabricantes tem desenvolvido implementos autopropelidos, ou seja, implementos com a capacidade de gerar a sua própria propulsão, eliminando a dependência de um trator. Essas máquinas, assim como tratores, possuem cabines e são guiadas por um operador, muito semelhante à um trator, porém ao invés de puxar um implemento, elas realizam uma tarefa específica. Entre os implementos autopropelidos se destacam os pulverizadores, os quais são responsáveis por pulverizar fertilizantes e defensivos agrícolas nas semeaduras. A Figura 2.1 apresenta o pulverizador autopropelido Patriot 350, desenvolvido e comercializado pela CASE IH®. Tendo em vista o ambiente em que estão inseridos e suas características dinâmicas, os implementos autopropelidos também são considerados veículos agrícolas (Fouda, 2021).



Figura 2.1: Pulverizador autopropelido Patriot 350 produzido pela CASE IH®. (CASE IH®).

As atividades relacionadas à produção agrícola envolvem tarefas repetitivas e monótonas, os operadores precisam guiar o maquinário durante horas e realizar a mesma tarefa várias vezes ao dia, o que pode causar cansaço e fadiga. Além disso, a falta de concentração do operador pode causar graves acidentes (Más *et al.*, 2010). Por esse motivo, sistemas de orientação automática foi a área de pesquisa mais ativa no passado para automação de máquinas agrícolas. Esses sistemas compreendem conjuntos de esterçamento automático, de esterçamento assistido pelo operador e estruturas autônomas (Fouda, 2021). Atualmente, a Agricultura de Precisão e veículos autônomos tem sido tópicos de aumento de interesse no setor agrícola, assim como medidas de segurança para o operador em uso de maquinário (Rondelli *et al.*, 2022). De acordo com Xie *et al.* (2023), as tecnologias de navegação autônoma na agricultura são as bases para a

implementação da Agricultura de Precisão. Sendo assim, os sistemas de orientação automática para veículos agrícolas continuarão sendo as principais ênfases dos próximos desenvolvimentos (Fouda, 2021). Essas tecnologias além de diminuir o trabalho dos operadores de maquinários agrícolas, também aumentam a utilização de terras, elevam a precisão das operações, aumentam a eficiência e reduzem os custos de produção (Ji ChangYing e Zhou Jun; Peng *et al.*, 2014; 2022). Somado a isso têm-se o aumento da segurança do operador, a qual representa uma das características mais importantes da automação agrícola (Más *et al.*, 2010). Dessa forma, o desenvolvimento de veículos autônomos para operação em ambiente agrícola tem sido o objetivo das mais recentes pesquisas que visam aumentar a autonomia das operações do setor. Em poucos anos, a expectativa é de que se observe uma grande revolução na indústria agrícola. Muitas tecnologias têm sido desenvolvidas e testadas ao redor do mundo, como o uso de GPS (*Global Positioning System*) na agricultura, sistemas de informação geográficos, sistemas de irrigação e fertilização inteligentes, sensores inteligentes, robôs agrícolas e tratores autômos (Roshanianfard e Ardabili, 2023).

2.3 Veículos agrícolas autônomos

Na agricultura, os veículos autônomos se apresentam na forma de robôs agrícolas ou tratores, também conhecidos como tratores agrícolas não tripulados (Qu *et al.*, 2024). Os robôs agrícolas estão nesse ambiente desenvolvendo diversas funções, como colheita em pomares, poda de árvores e aplicações de defensivos. Os tratores autônomos desempenham o mesmo papel de um trator convencional, fornecem tração para implementos agrícolas, com a particularidade de desenvolverem essa tarefa sem a necessidade da atuação humana (Baal, 2019). Alguns dos principais fabricantes mundiais de máquinas agrícolas já tem trabalhado no desenvolvimento do conceito de tratores autônomos, como a John Deere, CASE e New Holland (Ahamed, 2023). Na Figura 2.2, por exemplo, é apresentado um conceito de trator completamente autônomo desenvolvido pela CASE. O conceito criado pela empresa carrega características que permitem que o trator opere implementos convencionais, já utilizados em tratores não autônomos, o que é uma vantagem pois sua utilização não necessita de adaptação dos maquinários já existentes (Pejaković e Gronauer, 2023).



Figura 2.2: Conceito de trator autônomo desenvolvido pela CASE IH®. (UNKRATE®).

A navegação dos equipamentos autônomos empregados na agricultura representa um ponto fundamental para a sua operação. Se eles não forem capazes de navegar nas condições do terreno toda a sua tarefa será comprometida. Assim, garantir que os robôs ou tratores autônomos trafeguem corretamente no campo é de extrema importância para o desenvolvimento e aplicação desses dispositivos (Rahmadian e Widyartono, 2020). As irregularidades do ambiente agrícola, como terrenos acidentados com morros, árvores, rios e outros obstáculos exigem que os veículos autônomos tenham um excelente sistema de sensoriamento (Baal, 2019). Para o sistema de navegação, a maioria das pesquisas mostram o emprego de GPS que guiam o veículo de um ponto à outro e têm mostrado acurácia de aproximadamente 90% (Rahmadian e Widyartono, 2020). No que tange à identificação de obstáculos, há diversos tipos de sensores que esses veículos podem utilizar, como sensores à laser, do tipo LiDAR (*Light Detection and Raging*), sensores ultrasônicos e sensores de imagens (Xie *et al.*; Más *et al.*; Qu *et al.*, 2022; 2010; 2024).

Aliado ao sistema de sensoriamento, está o sistema de controle. De acordo com Raffo *et al.* (2009), os veículos autônomos possuem um controle para navegação organizado em cascata, composto de 4 níveis, como apresentado na Figura 2.3. No quarto nível está o planejamento da trajetória a ser seguida. O terceiro nível corresponde aos algoritmos de controle para seguir a trajetória, baseados em modelos dinâmicos e/ou cinemáticos. Os estudos desenvolvidos neste trabalho se concentram nesse nível. No nível 2 está o controle dinâmico, e por fim, no nível 1 estão os sistemas de sensores e atuadores de controle dos subsistemas.

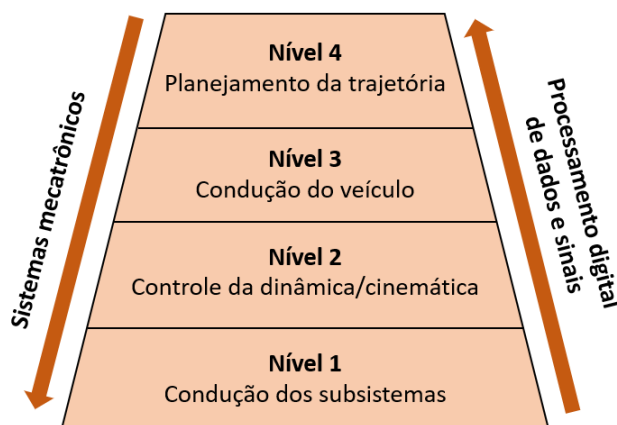


Figura 2.3: Níveis de controle de um veículo autônomo. Adaptada de (Raffo *et al.*, 2009).

Nas operações agrícolas, há diferentes tipos de condições de operações e solo que dependem do tipo de produto e atividades a serem realizadas, os veículos autônomos precisam ser robustos o suficiente para funcionar corretamente nas diversas condições (Etezadi e Eshkabilov, 2024). Uma das questões mais importantes no projeto de veículos autônomos é o problema do seguimento de uma trajetória, que consiste no desenvolvimento de controle que garanta que o veículo percorra uma trajetória definida (Raffo *et al.*, 2009). Os sistemas de controle e rastreamento de trajetória, atuam a partir do erro entre a posição desejada na trajetória e a posição atual

do veículo, a qual é estimada a partir de modelos matemáticos (Baal, 2019). Assim, verifica-se a importância do desenvolvimento de modelos representativos para garantir a eficiência do controle de trajetória desenvolvido na aplicação real.

A utilização de maquinários agrícolas autônomos em campo tem apresentado grandes vantagens sobre maquinários convencionais, tais como menores riscos de acidentes, menor custo com força de trabalho, maior eficiência na produção, diminuição de erros e retrabalho, produção mais rápida, garantindo uma maior produção de alimentos com maior qualidade (Rahmadian e Widyartono, 2020). O trabalho de Moorehead *et al.* (2012) apresenta os resultados de um teste em campo feito com um sistema multi-trator autônomo usado para cortar grama e pulverizar produtos químicos em um pomar de frutas cítricas de 1300 hectares, na Flórida (Estados Unidos da América). Nesse estudo, testes são conduzidos para comparar os níveis de produtividade do trator autônomo e do trator operado por uma pessoa. Os resultados mostraram que o trator autônomo garante uma velocidade de operação constante, sem pausas, assim como um planejamento da melhor rota para que o percurso seja realizado no menor tempo. Essas características de operação fizeram com que os tratores autônomos apresentassem maior produtividade do que os tratores operados manualmente. Além dos benefícios em termos produtivos, também se observa melhoria no custo da produção. Uma pesquisa conduzida por Lowenberg-DeBoer *et al.* (2021) acerca do uso de tecnologias autônomas em ambiente agrícola mostrou que o custo de produção associado à operação autônoma é inferior ao custo relativo à operação utilizando equipamentos convencionais, sendo mais evidenciado em fazendas de pequeno porte.

O projeto e desenvolvimento de um sistema de controle para veículos autônomos necessita de um modelo adequado da dinâmica veicular. Um dos principais pontos para o estudo da dinâmica veicular é entender como se dão as interações entre o veículo e o solo por onde ele trafega, as quais ocorrem na região de contato entre o pneu e o solo. Dessa maneira, nas próximas seções serão abordados os principais modelos de pneu para veículos fora de estrada encontrados na literatura.

2.4 Visão geral sobre modelos de pneus fora de estrada

O pneu, ou rodado, é um dos componentes mais importantes e fundamentais de um veículo, pois é através dele que ocorrem as transferências de força entre o veículo e o solo e assim permitem com que este se movimente (Jazar, 2008). No instante em que um rodado é submetido à uma força de tração, as interações entre o solo e o veículo, que ocorrem na região de contato entre o rodado e a superfície do solo, geram as forças de resistência ao movimento (Genta e Morello, 2009). Assim, o desempenho do veículo está diretamente relacionado às forças e momentos oriundos da interação entre o rodado e o solo (Taheri *et al.*, 2015). Dessa forma, para o estudo da dinâmica veicular, é necessário entender como se dão as forças de interações entre o pneu e o solo por onde ele trafega.

Na literatura há diversos modelos para determinar as forças no contato com a superfície do solo para veículos de estrada. Um dos mais utilizados é o modelo empírico desenvolvido por Bakker, Nyborg e Pacejka, conhecido como Fórmula Mágica de Pneus (Pacejka, 2005).

No entanto, caracterizar as interações entre pneu e solo deformável é um dos principais desafios no estudo do comportamento de veículos fora de estrada (Wong, 2009). A aplicação direta de modelos para pneus de estrada para simular o desempenho de veículos em solos deformáveis não é possível devido ao fato de que o movimento nesse tipo de solo envolve fenômenos físicos que os modelos para pneus que trafegam em superfícies pavimentadas não podem prever. Isso porque diferentes fatores operacionais e características de campo condicionam a cinemática e cinética do pneu em superfícies deformáveis (Taheri *et al.*, 2015). Tudo isso torna a formulação da interação pneu-solo um problema de alta complexidade.

Na literatura, há uma variedade de modelos desenvolvidos para estimar a interação entre pneu e solo deformável e assim prever o desempenho dos veículos fora de estrada. De forma geral, os modelos desenvolvidos podem ser divididos em 3 categorias: Modelos empíricos, modelos teóricos e modelos semi-empíricos.

2.4.1 Modelos empíricos

Os modelos empíricos são baseados em dados experimentais obtidos em laboratórios ou através de testes em campo. Com esses dados, é possível determinar os fatores que afetam o desempenho do veículo e utilizando ajustes de curvas obter expressões matemáticas que descrevem o comportamento do veículo em função das variações desses fatores. De acordo com Taheri *et al.* (2015), os métodos empíricos, de forma geral, são úteis para uma análise simples da mobilidade do veículo.

O número de mobilidade do veículo é um dos parâmetros empíricos mais utilizados para estimar o desempenho de veículos fora de estrada, de forma que quanto maior o número de mobilidade maior é o seu desempenho em tração (Hegazy e Sandu, 2013). Trata-se de um parâmetro adimensional que é função da resistência do solo, do carregamento do pneu e de suas características geométricas (Taheri *et al.*, 2015). A Equação. (2.1) apresenta o cálculo do número de mobilidade (NM).

$$NM = \left(\frac{CIbd}{W} \right) (k) \quad (2.1)$$

onde:

CI – Índice de Cone do solo [Pa];

d - Diâmetro do pneu [m];

b - Largura do pneu [m];

W - Carga no pneu [N];

k - Coeficiente adimensional que depende do modelo sendo adotado.

O índice de cone (CI) é um parâmetro que determina a resistência do solo à penetração (Renius, 2020). O coeficiente k é definido empiricamente e tem sua formulação alterada conforme o modelo adotado. Diversos autores têm proposto expressões para esse coeficiente para diferentes características de solo e pneu, tais como Brixius (1987), Wismer e Luth (1973), Hegazy e Sandu (2013). O mais famoso e utilizado é a formulação proposta por Brixius (1987), a qual é capaz de estimar o desempenho em tração de pneus diagonais operando em solo deformável (Zoz e Grisso, 2003). O modelo é bem difundido e apresenta resultados coerentes, porém se limita ao estudo da dinâmica longitudinal (Gholkara *et al.*, 2014).

Os modelos empíricos criados pela WES (*Waterways Experiment Station*), VCI e *mobility numeric model*, e pelo centro técnico da Deere&Company também utilizam o número de mobilidade do veículo. O princípio desses modelos é utilizar dados de testes de pneus realizando movimento retilíneo em diferentes tipos de solo deformável. Com esses modelos, é possível estimar alguns parâmetros de desempenho do veículo, como a força de tração líquida disponível, a máxima inclinação do terreno suportada e a resistência ao movimento de reboque (Taheri *et al.*, 2015). Esses modelos se restringem apenas ao estudo das forças longitudinais agindo no pneu.

Allen *et al.* (1997) propõem o modelo empírico intitulado STIREMOD, o qual foi inicialmente proposto para veículos de estrada e posteriormente estendido para aplicações fora de estrada. Nesse modelo, é possível estimar a força longitudinal, força lateral e momento auto-alinhante agindo sobre o pneu. Define-se um escorregamento combinado, que leva em conta o escorregamento longitudinal e o escorregamento lateral do pneu, assim como resistências do solo obtidas de experimentos laboratoriais. A partir do escorregamento composto, define-se uma função de saturação de força, com a qual é possível determinar a força composta. A partir das forças compostas e conhecendo as características do solo, calcula-se a força longitudinal e a força lateral agindo no pneu. Embora seja um método que apresenta resultados condizentes, um dos principais limitadores de seu uso é a obtenção dos coeficientes envolvidos nas equações.

Alguns autores se dedicam a adaptar o método empírico Fórmula Mágica de Pneus para aplicações fora de estrada. Maclaurin (2014), por exemplo, propõem que os coeficientes da Fórmula Mágica sejam determinados com base no número de mobilidade. Os resultados obtidos a partir de testes conduzidos em solo argiloso mostraram que o modelo desenvolvido pode ser utilizado para representar a relação força trativa e escorregamento, característica da interação de pneu em solos coesos. O estudo ainda sugere que a abordagem pode ser estendida para a análise da força lateral em função do escorregamento lateral, se os dados necessários estive-

rem disponíveis. Em He *et al.* (2019a; 2019b), desenvolve-se uma parametrização da Fórmula Mágica para uma análise longitudinal de força trativa no pneu para veículos fora de estrada, utilizando dados experimentais. Os resultados obtidos através da parametrização ajustaram-se de forma satisfatória aos dados experimentais, mostrando que o modelo empírico da Fórmula Mágica adaptado à aplicação em solos deformáveis é útil para estimar a força de tração líquida na condição fora de estrada. A necessidade de curvas de pneus caracteriza uma das limitações do método, uma vez que curvas de pneus em operação fora de estrada não são encontradas com facilidade na literatura.

Para tornar o problema menos complexo, alguns pesquisadores optam por trabalhar com um modelo linear de forças. Nessa abordagem, as forças agindo no pneu devido à interação com o solo são calculadas multiplicando o escorregamento do pneu por um coeficiente de rigidez característico do pneu, o qual é obtido através de ensaios experimentais. Han *et al.* (2015), Frasch *et al.* (2013), Bouton *et al.* (2007), Lee *et al.* (2020), Kayacan *et al.* (2014) e Zart (2020) utilizam essa metodologia e obtêm resultados satisfatórios. Porém, essa aplicação é restrita à uma faixa de escorregamentos em que a força apresenta comportamento linear. Além disso, para a utilização do método é necessário que se tenha dados experimentais disponíveis para verificar a faixa em que a força se comporta de forma linear e definir o coeficiente de rigidez do pneu.

Embora os modelos puramente empíricos forneçam resultados satisfatórios, seu uso apresenta muitas limitações na aplicação fora de estrada. Todos os modelos empíricos necessitam de dados experimentais do pneu em estudo trafegando no solo de interesse, o que na maioria das vezes não está disponível na literatura. Assim, a aplicação desses modelos exige, muitas vezes, o desenvolvimento de testes para a obtenção de curvas dos pneus, tornando o processo mais demorado e oneroso. Além disso, por se tratar de um método baseado em dados experimentais, a aplicação sempre está limitada às condições dentro das quais os experimentos e/ou testes foram conduzidos, as extrapolações para condições diferentes podem não garantir o sucesso dos resultados.

2.4.2 Modelos teóricos

Os modelos teóricos utilizam princípios físicos e métodos analíticos para representar o pneu e o solo e assim determinar a interação entre eles. Matemática, análises numéricas e física computacional são utilizadas para avaliar as forças agindo no contato entre o pneu e o solo (Taheri *et al.*, 2015). As ferramentas mais utilizadas para modelar o solo e o pneu são o Método de Elementos Finitos (FEM - *Finite Element Method*) e o Método de Elementos Discretos (DEM - *Discret Element Method*) (Roşca *et al.*, 2022). Segundo Taheri *et al.* (2015), o custo computacional associado aos modelos teóricos depende do grau de complexidade, que podem ser diversos, variando de modelos mais simples que consideram o pneu um anel rígido e o solo

um sistema massa amortecedor, até modelos mais complexos que utilizam elementos finitos para representar tanto o pneu quanto o solo.

Nos trabalhos de Wakui e Terumichi (2011a), Wakui e Terumichi (2011b), Yamashita *et al.* (2018) e Yamashita *et al.* (2019) são desenvolvidos modelos teóricos para determinar as interações entre pneu e solo para veículos fora de estrada. De forma geral, nesses trabalhos o pneu é modelado por Elementos Finitos e o solo através de Elementos Discretos. Por se tratar de modelos baseados em princípios físicos, diferentemente dos modelos puramente empíricos, os modelos teóricos podem ser aplicados em diferentes faixas de condições, já que suas equações se adequam a um amplo range de aplicações. No entanto, a limitação desses modelos está no alto custo computacional associado a sua execução.

2.4.3 Modelos semi-empíricos

Os modelos semi-empíricos combinam medições experimentais, formulações empíricas e métodos analíticos para modelar as interações entre pneu e solo. Usando essa combinação, há uma redução do custo computacional e é possível conduzir simulações em diferentes estudos de caso. Devido à essas características, os modelos semi-empíricos são os mais indicados para simulações e controles de veículos (Taheri *et al.*, 2015). A maioria dos modelos semi-empíricos para o estudo da interação entre pneu e solo utilizam a formulação proposta inicialmente por Bekker (1956) e aprimorada por Wong e Reece (1967), o qual tem como base os princípios da Mecânica do Solo (do inglês *Terramechanic*). O termo Mecânica do Solo foi introduzido por Bekker (1956) pela primeira vez em 1956 em seu livro *Theory of land locomotion* e se refere a uma disciplina que tem como objetivo o estudo das propriedades mecânicas do solo e sua resposta ao carregamento veicular (Wong, 2009). De acordo com Bekker (1956), as deformações do solo são produzidas pelos esforços normais e cisalhantes na região de contato com o pneu. Nessas formulações, a tensão normal e cisalhante agindo no pneu devido ao contato com o solo são definidas em função das características cinéticas e cinemáticas do pneu. Conhecendo a distribuição de tensão sobre o pneu, é possível, por meio de integração, obter as forças atuando no pneu (Wong e Reece, 1967).

Vários autores têm utilizado modelos dinâmicos baseados nos conceitos da mecânica do solo, adaptando a equação desenvolvida por Bekker (1956) para analisar as características dinâmicas de veículos fora de estrada. Wong e Reece (1967), por exemplo, propuseram adaptações às equações de Bekker, introduzindo o conceito de ângulos de contato. Em seu trabalho, os pesquisadores apresentaram o estudo das tensões sob rodas trativas e rodas movidas que se movimentam sobre solo deformável, além de apresentarem o modelo para cálculo da força longitudinal e do torque nas rodas. Ishigami *et al.* (2007), Yoshida *et al.* (2006) e Majdoubi *et al.* (2022) utilizam os conceitos da mecânica do solo para desenvolver um modelo de cálculo para as forças envolvidas no movimento de veículos robóticos em solo deformável, sendo os dois

primeiros destinados à exploração lunar. Senatore e Sandu (2011) propõem uma adaptação da equação de Bekker, adicionando à análise do efeito de multipassagem, ou seja, o fenômeno em que um pneu passa consecutivamente por uma região do solo já deformada por outro pneu. No trabalho de Dallas *et al.* (2020), um algoritmo capaz de estimar um dos parâmetros de Bekker, o expoente de penetração do solo, é desenvolvido. No que se refere aos veículos de grande porte, Vieira *et al.* (2021) apresenta um controlador de trem de potência para máquinas agrícolas, modelando a dinâmica veicular a partir do modelo da mecânica do solo. Em Vieira *et al.* (2022), as forças de contato de um pneu de grande porte se movimentando sobre um solo deformável são modeladas pelas equações de Bekker. Em seguida, uma adaptação do modelo é desenvolvida com o intuito de simplificá-lo. Já no trabalho de Yang *et al.* (2015) o modelo é utilizado para analisar a trafegabilidade de um veículo militar em solo deformável.

Como mencionado anteriormente, os modelos empíricos são os mais adequados para aplicação em simulação e controle de veículos fora de estrada, isso porque além de apresentarem um menor custo computacional, não necessitam de dados experimentais de pneus, o que facilita a sua aplicação para uma ampla gama de condições de solo e rodado. Por esses motivos, e por ser capaz de modelar a dinâmica de veículos de pneus em aplicação fora de estrada em três dimensões (longitudinal, lateral e vertical), no presente trabalho será utilizado o modelo de Bekker-Wong. Assim, nas próximas seções esse modelo será detalhado.

2.5 Modelo de interação pneu-solo baseado na mecânica do solo

Os veículos fora de estrada, em sua maioria, operam utilizando pneus largos que garantem menor pressão sobre o solo (Taghavifar e Mardani, 2017). No entanto, algumas aplicações de veículos fora de estrada podem utilizar diversas configurações de esteiras, por exemplo, os tratores agrícolas. Esse trabalho será concentrado nos veículos equipados com pneus, porém todo o estudo feito pode ser facilmente adaptado para os veículos que operam com esteiras. A extrapolação do método para diferentes tipos de rodados é possível pois a análise das forças se concentra na deformação do solo (Wong, 2009).

Veículos que trafegam em superfícies pavimentadas têm o movimento causado pela deformação dos pneus. Porém, quando o solo é deformável, característico da maioria das aplicações fora de estrada, tanto o pneu quanto o solo podem se deformar, sendo assim, o movimento é causado por ambas as deformações. Em muitas aplicações em veículos fora de estrada a deformação do pneu é desprezível quando comparada à deformação causada ao solo, principalmente em situações em que o pneu e o veículo têm uma grande massa, como no caso de veículos agrícolas. Senatore e Sandu (2011) afirmam que quando a rigidez do solo é baixa em comparação com a rigidez do pneu, pode-se considerar o pneu como um objeto rígido. Tendo em vista o objeto de estudo do presente trabalho, modelar as forças de movimento em um veículo de grande porte, toda a análise será conduzida considerando os pneus com comportamento de pneus rígidos.

dos. Conforme discutido anteriormente, as interações entre o solo e um pneu que circula sobre ele podem ser estudadas por um modelo baseado nos conceitos da mecânica do solo (Ishigami *et al.*, 2007). Bekker (1956) estudou as tensões normais geradas sobre uma roda rígida que se desloca em um solo deformável com características homogêneas e constantes. Quando um pneu se desloca em um solo deformável, ele causa deformação no solo. A tensão normal exercida sobre o pneu, devido à deformação do solo, depende da profundidade de penetração das rodas, das dimensões do pneu e de parâmetros característicos do solo. A Equação (2.2) apresenta a expressão proposta por Bekker (1956).

$$\sigma(h) = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) h^n \quad (2.2)$$

onde:

σ – Tensão exercida pelo solo sobre a roda na área de contato [N/m²];

h - Profundidade de penetração do pneu no solo [m];

k_c – Coeficiente de pressão-penetração característico do solo [kN/mⁿ⁺¹];

k_ϕ – Coeficiente de pressão-penetração característico do solo [kN/mⁿ⁺²];

n – Expoente de penetração;

b - Largura da roda [m].

2.5.1 Penetração estática do pneu no solo

A penetração dos pneus em um solo tem uma contribuição estática e uma contribuição dinâmica. A parte estática está relacionada à situação em que o pneu se encontra parado sobre a superfície do solo (Ishigami *et al.*, 2007). Para o pneu entrar em movimento, é necessário que a força de tração produzida no contato do pneu com o solo seja maior que as forças de resistência à escavação estática. A Figura 2.4 apresenta um esquema do pneu parado sobre um solo deformável, gerando uma penetração h_s no solo, associado à um ângulo de contato θ_s , o qual representa o ângulo entre o primeiro ponto de contato do pneu com o solo e o seu eixo vertical.

A relação entre a penetração estática h_s e o ângulo θ_s é mostrado na Equação (2.3).

$$h_s = r (1 - \cos \theta_s) \quad (2.3)$$

Relacionando as Eqs. (2.2) e (2.3), pela substituição do termo h , é possível obter a pressão associada à penetração estática do pneu, como indicado na Equação (2.4).

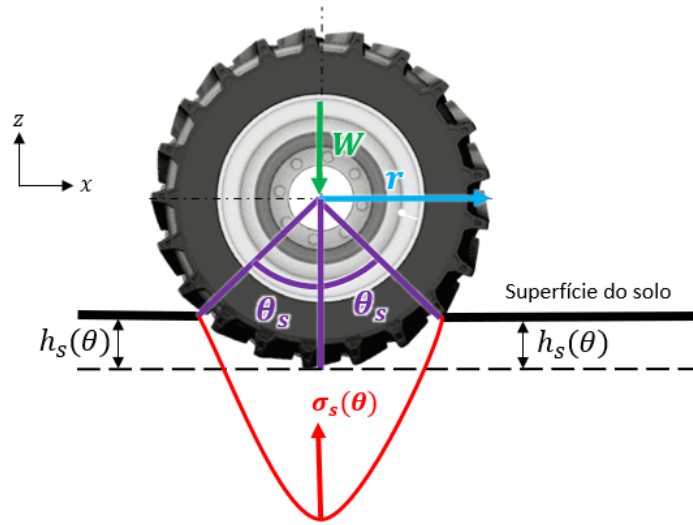


Figura 2.4: Distribuição de tensões em um pneu parado sobre um solo deformável.

$$\sigma_s(\theta) = r^n \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) (\cos \theta - \cos \theta_s)^n \quad (2.4)$$

Para a determinação dos valores de penetração estática do pneu no solo é necessária a obtenção dos valores de θ_s . Esse valor pode ser obtido pelo equilíbrio da força provocada pela tensão estática com o carregamento do pneu (W), conforme apresentado na Equação (2.5).

$$W = \int_{-\theta_s}^{\theta_s} \sigma_s(\theta) b r \cos \theta d\theta = r^{n+1} (k_c + k_\phi b) \int_{-\theta_s}^{\theta_s} (\cos \theta - \cos \theta_s)^n \cos \theta d\theta \quad (2.5)$$

2.5.2 Escorregamento longitudinal e escorregamento lateral

O escorregamento na direção longitudinal pode ser definido como a diferença entre a velocidade de escorregamento e a velocidade na direção x . Isso ocorre pois quando o escorregamento longitudinal se torna diferente de zero há uma deformação no contato pneu-solo, fazendo com que a velocidade na extremidade do pneu seja diferente da velocidade em seu centro de rotação (Genta e Morello, 2009). A Equação (2.6) mostra o cálculo do escorregamento longitudinal para a situação de aceleração e frenagem.

$$s = \begin{cases} \frac{r\omega - v_x}{r\omega}, & |r\omega| > |v_x| \\ \frac{r\omega - v_x}{v_x}, & |r\omega| < |v_x| \end{cases} \quad (2.6)$$

onde:

ω – Velocidade angular da roda [rad/s];

v_x – Velocidade longitudinal do veículo [m/s].

O ângulo de escorregamento lateral do pneu pode ser definido como o ângulo gerado entre o plano do pneu e a direção de deslocamento que ele assume após sofrer a aplicação de uma força lateral. Considera-se que a velocidade de escorregamento lateral seja igual à velocidade lateral no ponto de contato do pneu com o solo (Genta e Morello, 2009). Sendo assim, o ângulo de escorregamento (β) é função da velocidade lateral e da velocidade no centro da roda, como demonstrado na Equação (2.7).

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{v_y}{v_x} \right) \quad (2.7)$$

onde:

v_y – Velocidade lateral do veículo [m/s].

2.5.3 Tensão normal

No modelo proposto por Bekker (1956), a tensão exercida pelo solo depende da penetração do pneu, porém não é trivial definir a área de contato utilizando apenas o valor de profundidade de penetração. Dessa forma, Wong e Reece (1967) introduziram o conceito de ângulos de contato. O ângulo de entrada (θ_f) é definido como o ângulo entre o eixo vertical do pneu e o ponto em que se observa o primeiro contato com o solo. O ângulo de saída (θ_r) é o ângulo entre o eixo vertical do pneu e o ponto de último contato com o solo. Os ângulos de contato do pneu podem ser vistos na Figura 2.5.

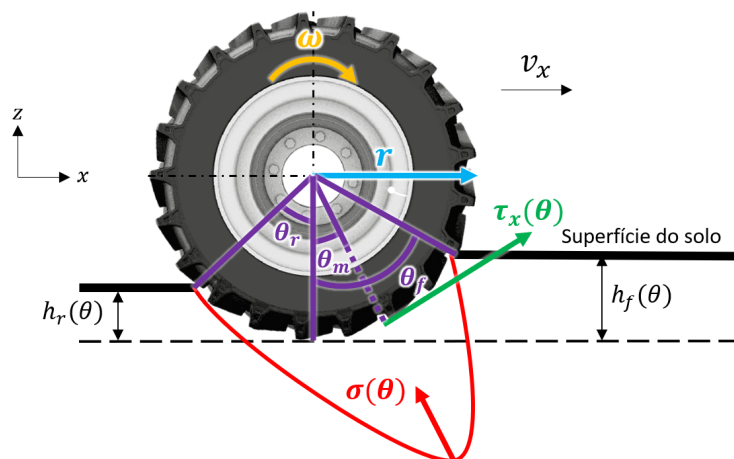


Figura 2.5: Modelo de distribuição de tensões em uma roda trativa em solo deformável.

A partir da Figura 2.5, pode-se obter a relação geométrica entre a penetração dos pneus no solo e os ângulos de contato de entrada e de saída, como indicado nas Eqs. (2.8) e (2.9). Nessas equações, o termo h_f representa a altura de penetração do primeiro ponto de contato do pneu com o solo, enquanto h_r representa a altura de penetração do último ponto de contato.

$$\theta_f = \cos^{-1} \left(1 - \frac{h_f}{r} \right) \quad (2.8)$$

$$\theta_r = \cos^{-1} \left(1 - \frac{h_r}{r} \right) \quad (2.9)$$

De acordo com Ishigami *et al.* (2007), o ângulo de entrada e o ângulo de saída podem ser relacionados por um fator λ que depende das características do solo. A Equação (2.10) apresenta a relação entre os ângulos de contato.

$$\theta_r = \cos^{-1} \left(1 - \frac{\lambda h_f}{r} \right) = \cos^{-1} \left(1 - \frac{\lambda r (1 - \cos \theta_f)}{r} \right) \quad (2.10)$$

O valor de λ pode variar conforme o solo, o pneu e o escorregamento, sendo menor do que 1 quando há compactação do solo e maior do que 1 se o pneu realiza a escavação do solo, acumulando material na sua parte posterior (Ishigami *et al.*, 2007).

No estudo de Wong e Reece (1967), a distribuição de tensão abaixo do pneu apresenta forma parabólica, assim, há um ponto sob o pneu no qual a tensão atinge o maior valor. O ângulo entre o ponto de tensão máxima e o eixo vertical do pneu é definido como θ_m . Na Figura 2.5, verifica-se a distribuição de tensão e os ângulos definidos no contato. De acordo com Wong e Reece (1967), o ângulo θ_m está relacionado com o ângulo de entrada pela Equação (2.11).

$$\theta_m = (a_0 + a_1 s) \theta_f \quad (2.11)$$

onde:

a_0 e a_1 – Parâmetros característicos da interação pneu-solo.

A partir dos conceitos de ângulo de contato, a análise de tensões no pneu pode ser realizada percorrendo diferentes ângulos compreendidos entre θ_r e θ_f , que definem a região de contato. Na literatura, há muitas sugestões de cálculos para a distribuição de tensão normal com base no modelo da mecânica do solo e na equação de Bekker. Neste trabalho, será utilizado o equacionamento proposto por Yoshida *et al.* (2006), que é apresentado na Equação (2.12), que também é utilizada por Ishigami *et al.* (2007), Vieira *et al.* (2021) e Vieira *et al.* (2022). Nessa formulação, a tensão normal é calculada de forma diferente para as duas regiões de contato

definidas, a frontal, compreendida entre θ_m e θ_f e a traseira, definida entre θ_r e θ_m .

$$\sigma(\theta) = \begin{cases} r^n \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) [\cos \theta - \cos \theta_f]^n & (\theta_m \leq \theta < \theta_f) \\ r^n \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) [\cos \left\{ \theta_f - \frac{\theta - \theta_r}{\theta_m - \theta_r} (\theta_f - \theta_m) \right\} \cos \theta_f]^n & (\theta_r < \theta \leq \theta_m) \end{cases} \quad (2.12)$$

2.5.4 Tensão cisalhante

A tensão cisalhante na direção x e na direção y produzidas no contato pneu com o solo pode ser calculada com base no critério de falha de Mohr-Couloumb (Gallina *et al.*, 2016). Para determinar as tensões cisalhantes, Janosi (1961) sugere que sejam utilizadas as Eqs. (2.13) e (2.14).

$$\tau_x(\theta) = (c + \sigma(\theta) \tan \phi) \left[1 - e^{\frac{-j_x(\theta)}{k_x}} \right] \quad (2.13)$$

$$\tau_y(\theta) = (c + \sigma(\theta) \tan \phi) \left[1 - e^{\frac{-j_y(\theta)}{k_y}} \right] \quad (2.14)$$

onde:

c – Módulo de coesão do solo [Pa];

ϕ – Ângulo de atrito interno do solo [°];

j_x - Deformação cisalhante na direção x [m];

j_y - Deformação cisalhante na direção y [m];

k_x - Coeficiente de deformação cisalhante na direção x [m];

k_y - Coeficiente de deformação cisalhante na direção y [m].

O cálculo da deformação cisalhante nas direções x e y são apresentado nas Eqs. (2.15) e (2.16), respectivamente.

$$j_x(\theta) = r [\theta_f - \theta - (1 - s)(\sin \theta_f - \sin \theta)] \quad (2.15)$$

$$j_y(\theta) = r(1 - s)(\theta_f - \theta) \tan \beta \quad (2.16)$$

2.5.5 Forças associadas ao movimento

As forças associadas ao movimento de um pneu rígido em um solo deformável são apresentadas na Figura 2.6. Nessa figura pode-se observar a interação entre essas forças e suas representações de atuação no movimento do pneu.

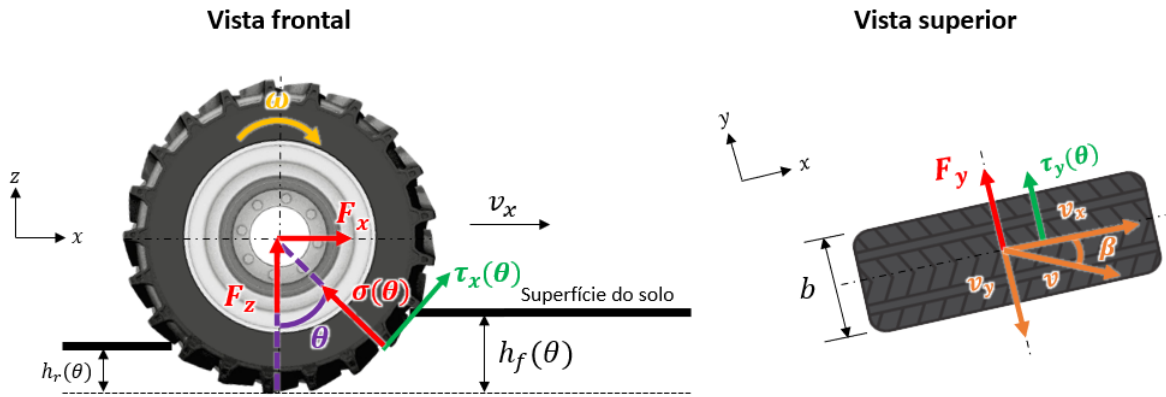


Figura 2.6: Modelo de forças agindo em um pneu rígido que se movimenta em um solo deformável.

Conhecendo a distribuição de tensão normal e cisalhante em torno da área de contato, é possível, por meio de integração, calcular as forças associadas ao movimento (Wong e Reece, 1967). A Equação (2.17) apresenta o cálculo da força F_x , sendo que o primeiro termo da integral representa a tração líquida disponível e o segundo termo representa a resistência ao movimento.

$$F_x = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} [\tau_x(\theta) \cos \theta - \sigma(\theta) \sin \theta] d\theta \quad (2.17)$$

A força na direção y é determinada pela Equação (2.18). Ishigami *et al.* (2007) e Senatore e Sandu (2011) consideram uma força de resistência na direção y causada pelo acúmulo de solo na região lateral do pneu. Nesse trabalho, essa componente da força será desconsiderada, já que como relatado por Vieira *et al.* (2022), seu módulo é muito pequeno quando comparado à força causada por cisalhamento.

$$F_y = \int_{\theta_r}^{\theta_f} [rb \tau_y(\theta)] d\theta \quad (2.18)$$

A força na direção vertical representa a resposta do solo ao carregamento do pneu, e pode ser obtida pela Equação (2.19). Como o veículo não apresenta movimento nessa direção, a força no eixo z pode ser igualada à carga no pneu.

$$F_z = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} [\tau_x(\theta) \sin \theta + \sigma(\theta) \cos \theta] d\theta \quad (2.19)$$

2.6 Movimento Combinado

As forças de interação pneu-solo descritas até aqui são modeladas para situações em que elas ocorrem independentemente. Porém, quando há o movimento longitudinal e lateral simultâneo algumas considerações devem ser feitas. De acordo com Genta (1997), ao aplicar uma força longitudinal a um pneu que possui escorregamento lateral, a força lateral agindo nesse pneu irá diminuir. O mesmo ocorre se uma força lateral for aplicada em um pneu que já está sujeito a um escorregamento longitudinal, ou seja, quando esses movimentos ocorrem simultaneamente a ação da força em uma direção limita a ação da força na outra direção. Curvas de força lateral em função da força longitudinal são apresentadas na Figura 2.7. Para modelar e limitar o efeito combinado de força lateral e força longitudinal agindo no pneu, Genta (1997) propõem uma aproximação elíptica que também é vista na Figura 2.7, cujo equacionamento é apresentado na Equação (2.20). Nessa formulação, a força longitudinal máxima (F_{xmax}) é a força agindo na direção longitudinal na ausência de escorregamento lateral. De forma análoga, a força lateral máxima (F_{ymax}) é a força agindo na direção lateral do pneu quando o escorregamento longitudinal é nulo. Os dados experimentais de força lateral em função da força longitudinal para pneus de tratores em solos deformáveis disponíveis em Armbruster e Kutzbach (1991) sugerem que a aproximação elipítica também pode ser empregada para veículos fora de estrada.

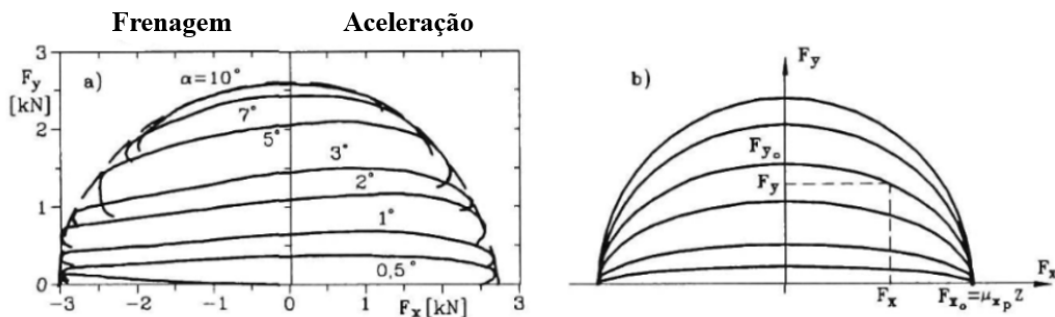


Figura 2.7: Força lateral em função da força longitudinal agindo em um pneu para diferentes valores de escorregamento lateral. (a) Experimental; (b) Aproximação por elipse. Adaptada de Genta (1997).

$$\left(\frac{F_x}{F_{xmax}} \right)^2 + \left(\frac{F_y}{F_{ymax}} \right)^2 = 1 \quad (2.20)$$

onde:

F_x – Força atuando na direção longitudinal [N];

F_y – Força atuando na direção lateral [N];

F_{xmax} – Força longitudinal máxima [N];

F_{ymax} – Força lateral máxima [N].

2.7 Implementação do modelo matemático

Nesta seção será discutido o procedimento realizado para implementar o modelo matemático da interação entre pneu e solo deformável em ambiente MatLab™.

2.7.1 Procedimento de cálculo

Seguindo o modelo descrito, foi desenvolvido um procedimento para determinar as forças no contato pneu-solo em função do escorregamento. A Figura 2.8 apresenta um fluxograma detalhando a metodologia desenvolvida.

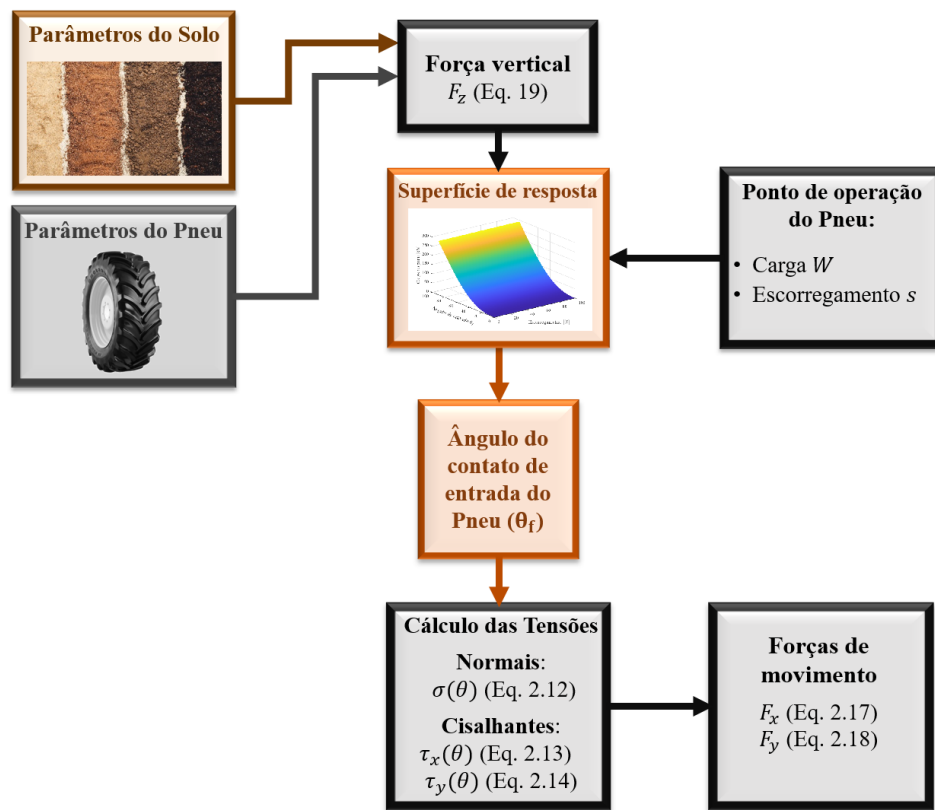


Figura 2.8: Diagrama do procedimento de implementação matemática para o modelo de pneu adotado.

Primeiramente, é definido um range de valores de escorregamento longitudinal (s) e ângulo de entrada (θ_f). Em seguida, os parâmetros do solo e os parâmetros do pneu são utilizados para o cálculo da força F_z , pela Equação (2.19), para cada combinação possível de s e θ_f . Com isso, pode-se obter uma superfície de busca, em que seus eixos são s , θ_f e F_z . A partir da carga atuante no pneu (W) e um escorregamento (s) de interesse, busca-se na superfície de resposta o ângulo de entrada (θ_f) no ponto em que $F_z = W$. Conhecendo-se o par s e θ_f , e utilizando as Eqs. (2.17) e (2.18), é possível determinar as forças longitudinais e laterais, respectivamente. Dessa forma, alterando o escorregamento para os valores desejados é possível gerar a curva das forças lateral e longitudinal em função do escorregamento.

2.7.2 Parâmetros para a simulação numérica

O modelo semi-empírico descrito acima foi implementado em MatLab™ com o intuito de validá-lo. As condições experimentais descritas em Krick (1973) foram simuladas para que os resultados numéricos pudessem ser comparados com dados experimentais. No trabalho de Krick (1973), as forças de contato pneu-solo foram mensuradas para pneus de tratores agrícolas operando em solo franco-arenoso seco, e o pneu utilizado foi o 7.50-18 AS. As características do solo e as dimensões do pneu são apresentadas na Tabela 2.1. O trabalho de Krick (1973) não apresenta a composição e as características do solo utilizado, o pesquisador apenas menciona que se trata de um solo franco-arenoso seco. Sendo assim, os parâmetros de solo usados para a simulação numérica foram obtidos na literatura para solos franco-arenosos.

Tabela 2.1: Parâmetros do solo e do pneu. Fonte: Vieira *et al.* (2022) e Wong. (2009)

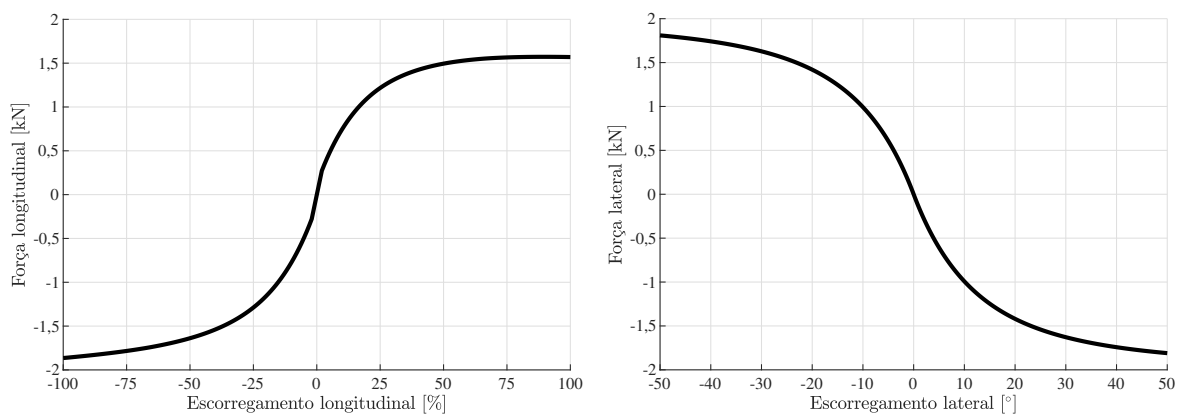
Parâmetro	Valor	
	Vieira <i>et al.</i> (2022)	Wong (2009)
Propriedades do solo franco-arenoso		
Umidade [%]	15,00	23,00
Expoente de penetração n	0,70	0,40
Coefficiente de pressão-penetração k_c [kN/m ^{$n+1$}]	5,30	11,42
Coefficiente de pressão-penetração k_ϕ [kN/m ^{$n+2$}]	1515,00	808,96
Módulo de coesão do solo c [kPa]	1,70	9,65
Ângulo de atrito interno do solo ϕ [°]	29,00	35,00
Coefficiente de deformação cisalhante k_x [m]	0,025	0,025
Coefficiente de deformação cisalhante k_y [m]	0,025	0,025
Propriedades do pneu		
Tipo do pneu	7.50-18 AS	16.9 R34
Raio do pneu r [m]	0,43	0,792
Largura do pneu b [m]	0,21	0,429

As condições experimentais descritas em Armbruster e Kutzbach (1991) também foram simuladas, com o intuito de apresentar mais uma comprovação da eficácia do modelo. No trabalho de Armbruster e Kutzbach (1991), a força lateral no contato pneu-solo em função do escorregamento lateral foi medida para pneus 16.9 R34 trafegando em solo escarificado para diversas cargas no pneu. O solo utilizado possui teor de umidade de 23%. Como nenhuma informação adicional sobre tipo de solo foi fornecida, na simulação foram utilizados os parâmetros de solo franco-arenoso com 23% de umidade disponíveis na literatura. As dimensões do pneu e as propriedades do solo para essa etapa da simulação também são vistos na Tabela 2.1. Vale ressaltar que os valores teóricos dos parâmetros do solo, para ambas as situações consideradas para simulação, podem não ser exatamente os característicos do campo utilizado nos experimentos,

uma vez que esses parâmetros podem variar com a concentração de componentes, umidade, entre outros fatores.

2.8 Validação do modelo de pneu

Após realizada a implementação das equações e do procedimento descrito anteriormente, é possível analisar os resultados obtidos. A curva da força longitudinal em função do escorregamento longitudinal é apresentada na Figura 2.9 (a). Para essa condição de simulação foi atribuída uma força vertical no pneu de 3236,19 N, e o escorregamento lateral nulo, ou seja, o pneu operando em movimento puramente longitudinal. Esse valor de força normal atuante no pneu foi utilizado para facilitar a comparação com o trabalho de Krick (1973), onde ele descreve a força de tração atuante no pneu em função do escorregamento para esse valor de carregamento no pneu e o ângulo de escorregamento nulo. Observa-se que as forças longitudinais de tração correspondentes à escorregamentos positivos, e forças longitudinais de frenagem, correspondentes à escorregamentos negativos, não são simétricas, sendo que a força de tração máxima atingida foi de aproximadamente 1569 N e o módulo da força de frenagem máximo foi cerca de 1864 N. Esse comportamento assimétrico é condizente com a literatura (Vieira *et al.*; Vieira *et al.*; Previati *et al.*; Senatore e Sandu; Krick, 2022; 2021; 2007; 2011; 1973). De acordo com Senatore e Sandu (2011), as forças tem comportamento antissimétrico pois a compactação do solo é sempre contrária à direção de deslocamento, sendo assim, em situações de frenagem ela passa a contribuir com a parada do veículo.



(a) Força longitudinal em função do escorregamento longitudinal. (b) Força lateral em função do ângulo escorregamento lateral.

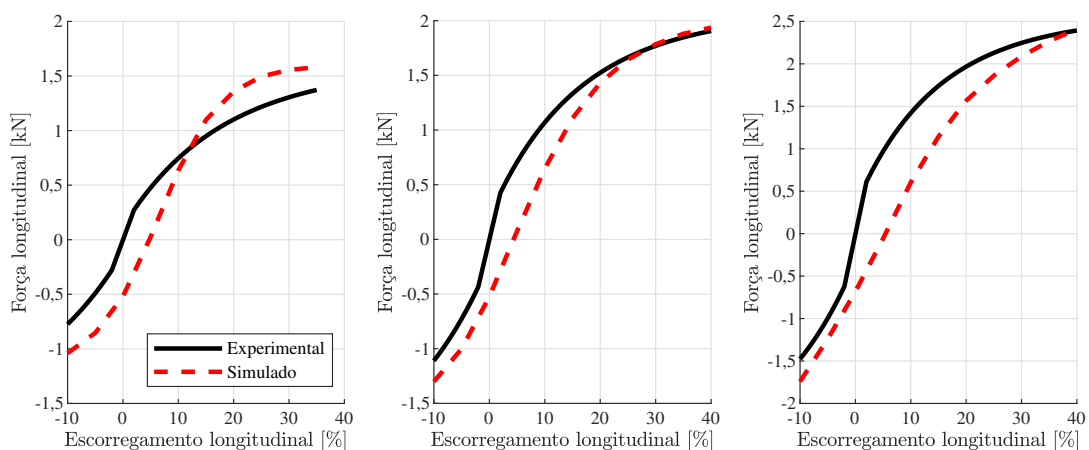
Figura 2.9: Força longitudinal e lateral para o pneu com carga de 3236,19 N.

A dinâmica lateral foi simulada com a carga de 3236,19 N no pneu e escorregamento longitudinal de 5%, conforme procedimento realizado por Krick (1973). A Figura 2.9 (b) mostra o gráfico da força lateral em função do escorregamento lateral. Verifica-se que ao contrário do comportamento apresentado pela dinâmica longitudinal, as forças correspondentes ao escor-

regamento lateral negativo são simétricas às forças correspondentes ao escorregamento lateral positivo. É possível observar que a curva passa pela origem do sistema de coordenadas (0, 0), ou seja, escorregamento lateral nulo corresponde à força lateral nula, o que não é válido para a força longitudinal. Como discutido anteriormente, a curva de força longitudinal não passa pela origem, devido à força associada à penetração estática (Ishigami *et al.*, 2007). Portanto, assim como o comportamento da força longitudinal, o comportamento lateral obtido através da simulação utilizando o modelo matemático descrito na seção 2 está de acordo com a literatura (Vieira *et al.*; Vieira *et al.*; Senatore e Sandu; Dallas *et al.*; Previati *et al.*, 2022; 2021; 2011; 2020; 2007).

Uma vez verificado que o modelo implementado apresenta resultados que refletem o comportamento das forças atuantes no contato pneu-solo conforme descrito na literatura, é possível analisar se os resultados numéricos são compatíveis a dados experimentais coletados em campo.

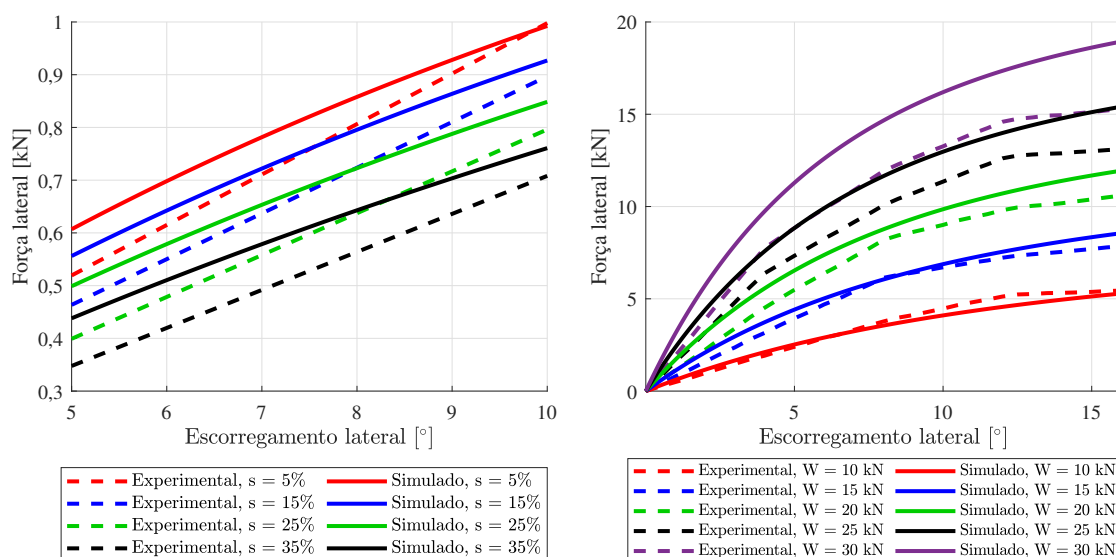
Na Figura 2.10 são apresentadas as curvas de força longitudinal em função do escorregamento longitudinal, tanto os valores calculados pelo modelo baseado na mecânica do solo, quanto os valores medidos experimentalmente no trabalho de Krick (1973). As curvas foram geradas para três valores de carga vertical no pneu, 3236,19 N, 4216,86 N e 5197,52 N, e foi considerado movimento longitudinal puro, ou seja, escorregamento lateral nulo. Analisando os resultados apresentados na Figura 2.10, observa-se que as forças longitudinais simuladas em função do escorregamento longitudinal apresentam o mesmo comportamento dos dados experimentais, com índices de correlação de 0,9782, 0,9809 e 0,9694 para as cargas no pneu de aproximadamente 3,2 kN, 4,2 kN e 5,2 kN, respectivamente. No entanto, os valores apresentam certa discrepância, sendo que as maiores diferenças estão concentradas na situação de menor carga do pneu.



(a) Carga no pneu $\approx 3,2$ kN. (b) Carga no pneu $\approx 4,2$ kN. (c) Carga no pneu $\approx 5,2$ kN.

Figura 2.10: Dados numéricos e dados experimentais (Krick, 1973) de força longitudinal em função do escorregamento para diferentes cargas verticais atuantes no pneu.

Os resultados da simulação para a dinâmica lateral também foram comparados com dados experimentais disponíveis em Krick (1973). Nesse caso, o escorregamento longitudinal foi alterado, variando entre os valores de 5%, 15%, 25% e 35%, para a carga vertical no pneu de 3236,19 N, conforme procedimento descrito por Krick (1973). A comparação dos resultados é apresentada na Figura 2.11 (a). Os resultados mostram que o comportamento da força lateral obtida através da simulação e a obtida experimentalmente são compatíveis. No entanto, comparando os valores, verifica-se que para a situação de carga no pneu de 3236,19 N os valores numéricos e experimentais são próximos para escorregamentos laterais inferiores à aproximadamente 10°. Considerando o escorregamento lateral de 10°, há uma diferença entre os valores experimentais e simulados de -0,54% para escorregamento longitudinal de 5%, 3,27% para escorregamento longitudinal de 15%, 6,43% associado ao escorregamento longitudinal de 25% e 7,24% correspondente ao escorregamento longitudinal de 35%. Conforme o escorregamento lateral aumenta, a diferença entre o dado numérico e o experimental também aumenta.



(a) Pneu 7.50-18 AS se movimentando em solo franco-arenoso. (b) Pneu 16.9 R 34 se movimentando em solo escarificado .

Figura 2.11: Comparação do modelo com dados experimentais de força lateral em função do escorregamento.

Os resultados simulados da força lateral em função do escorregamento lateral em comparação com os dados experimentais obtidos por Armbruster e Kutzbach (1991) são apresentados na Figura 2.11 (b). Os dados revelam um comportamento semelhante da força lateral em função do escorregamento lateral entre os dados simulados e os experimentais. Em relação aos valores, verifica-se que para as cargas no pneu de 10 kN e 15 kN os valores simulados estão próximo dos valores experimentais. Para fins comparativos, considerando escorregamento lateral de 5°, tem-se uma diferença entre dados experimentais e simulados de 5,25% para carga no pneu de 10 kN, 12% para carga no pneu de 15 kN, 19% correspondente à carga no pneu de 20 kN, 20,5% para carga de 25 kN e cerca de 28% para uma carga de 30 kN no pneu. Esses valores mostram

que quanto maior a carga no pneu, mais acentuada fica a diferença entre os valores simulados e os valores experimentais.

A partir dos resultados obtidos, observa-se que o modelo de forças no contato pneu-solo baseado na mecânica do solo gera resultados com comportamento condizentes. Algumas discrepâncias entre os valores simulados e experimentais foram observados. Porém, conforme mencionado anteriormente, os parâmetros do solo utilizados na simulação podem não refletir fielmente as características do solo empregado na realização do experimento. Assim, as discrepâncias observadas entre os dados simulados e os experimentais podem ser oriundas dessa incerteza na reprodução das condições do solo durante a realização da sequência de experimentos.

Com base nas curvas experimentais, o modelo proposto consegue reproduzir o comportamento dos esforços na área de contato do pneu com o solo. Além disso, o modelo também se mostrou capaz de estimar adequadamente os valores de força longitudinal e força lateral no contato pneu-solo quando comparado com outros modelos de simulação (Vieira *et al.*; Vieira *et al.*, 2021; 2022).

3 DINÂMICA VEICULAR

Neste capítulo são apresentadas as forças atuantes em veículos fora de estrada, para o desenvolvimento de um modelo representativo. São apresentadas também as principais manobras envolvidas nas operações agrícolas. Por fim, um estudo de caso aplicado em tratores agrícolas é detalhado.

3.1 Dinâmica veicular

A dinâmica veicular é uma ciência que estuda as forças atuantes em um veículo quando este está em movimento. Para determinar essas forças, é necessário considerar as interações entre o veículo, o condutor e o ambiente. Nesse estudo, o veículo é considerado uma massa concentrada com propriedades de inércia atuando em seu centro de gravidade. O comportamento dinâmico do ponto de massa é equivalente ao movimento do veículo como um todo, o qual pode ser tratado como um corpo rígido (Gillespie, 1992). O sistema de coordenadas adotado possui três eixos, em concordância com a convenção adotada pela SAE (*Society of Automotive Engineers*), os quais são apresentados na Figura 3.1. Nessa representação, os eixos x , y , e z , representam as direções de movimento longitudinal, lateral e vertical, respectivamente. Além das direções de movimentos, define-se também os ângulos de atuação definidos nas três direções, ângulo de rolamento (θ), ângulo de arfagem (ϕ) e ângulo de guinada (ψ) (Jazar, 2008).

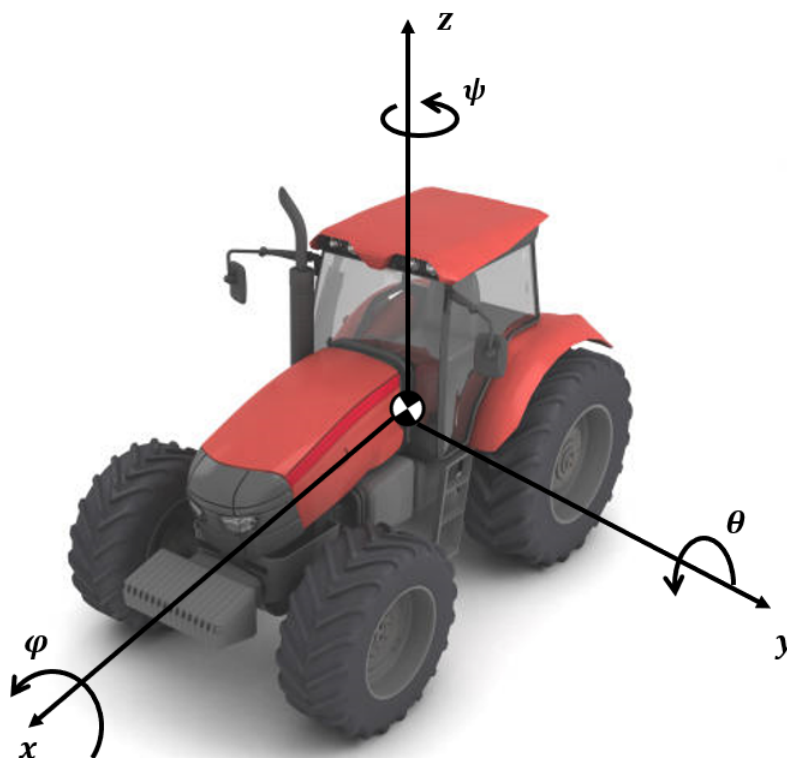


Figura 3.1: Coordenadas de referência do veículo. Adaptada de Jazar (2008).

3.2 Dinâmica Longitudinal

A dinâmica longitudinal estuda as forças atuando em um veículo que percorre uma trajetória retilínea, podendo estar em aceleração ou frenagem (Gillespie, 1992). As forças atuando na direção longitudinal e vertical são apresentadas na Figura 3.2.

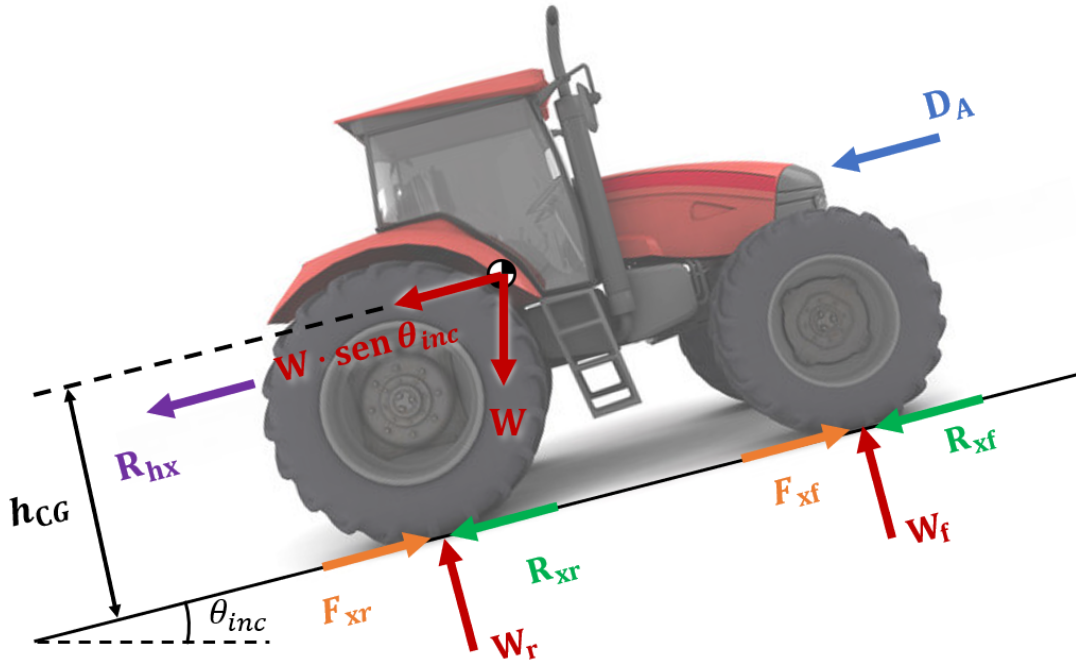


Figura 3.2: Forças atuando nas direções lateral e vertical em um veículo. Adaptada de Más *et al.* (2010).

A força W_t corresponde ao peso do veículo atuando em seu centro de gravidade. As forças W_f e W_r são as forças normais experimentadas pelo pneu dianteiro e traseiro, respectivamente, também conhecidas como peso dinâmico. R_{xr} e R_{xf} são as forças de resistência ao rolamento decorrentes da interação entre o solo e o rodado, a modelagem desta força já foi detalhada no Capítulo 2. A força D_A corresponde à resistência ao arrasto aerodinâmico, que está diretamente relacionada à velocidade desenvolvida pelo veículo. No caso de veículos agrícolas, a velocidade de trabalho é muito baixa, sendo assim, a resistência aerodinâmica pode ser desprezada (Más *et al.*, 2010). A força R_{hx} , é denominada força de engate, ela atua no veículo quando este está puxando um reboque. Dada a função de um trator, a força de reboque será muito importante para a sua aplicação. Por fim, as forças F_{xr} e F_{xf} são as forças trativas atuando nos pneus traseiros e dianteiros, respectivamente, fornecidas pelo motor dos veículo. As forças de tração devem ser suficientes para vencer as resistências e permitir o movimento do veículo (Gillespie, 1992).

Aplicando a segunda lei de Newton no centro de massa do veículo, tem-se as relações expressas na Equação (3.1).

$$F_{xr} + F_{xf} - R_{xr} - R_{xf} - D_a - R_{hx} - W \sin(\theta_{inc}) = \frac{W_t}{g} a_x \quad (3.1)$$

onde:

g – Aceleração da gravidade [m/s²];

a_x – Aceleração longitudinal [m/s²];

θ_{inc} - Inclinação do terreno [°].

Na modelagem considerada, a força de tração ou frenagem nos pneus são oriundas do motor elétrico que aciona cada uma das rodas motrizes do veículo. Dessa forma, a Equação (3.2) apresenta a forma de calcular a força de tração.

$$F_x = \frac{T_e}{r} \quad (3.2)$$

onde:

T_e – Torque do motor [Nm].

3.2.1 Força de engate

A principal função de um trator é fornecer tração para um implemento, ou seja, geralmente ele opera puxando ou empurrando uma carga. Sendo assim, a força de engate, ou força de reboque, constitui uma carga muito importante no estudo dinâmico desse tipo de veículo. Para a análise dinâmica do trator, a força de reboque (R_{hx}) é a força necessária para que o trator puxe ou empurre o implemento. A força necessária para tracionar um implemento depende de vários fatores, como o tipo de operação que o implemento realiza, a dimensão do implemento e o solo onde ele opera (Fontes, 2013). A *American Society of Agricultural and Biological Engineers* (ASABE), por meio da norma ASAE D497.6, propõe a Equação (3.3) para estimar a força necessária para puxar ou empurrar um implemento em campo. Nessa equação, os valores de A, B, C e F são tabelados e estão relacionados às características de cada operação. Os testes experimentais realizados em Fontes (2013) mostram que o equacionamento proposto é eficiente em estimar a força necessária para tracionar um implemento do tipo semeadora-adubadora.

$$D = F_i [A + B(S) + C(S)^2] N P_{tr} \quad (3.3)$$

onde:

D – Força de implemento [N];

F_i – Parâmetro adimensional relacionado à textura do solo [N], em que $i = 1$ para grãos finos, 2 para grãos médios e 3 para grãos grossos;

A, B e C – Parâmetros específicos do implemento;
 S – Velocidade de operação do implemento [km/h];
 N – Número de linhas em operação;
 P_{tr} – Profundidade de trabalho [cm], para semeadoras $P_{tr} = 1$.

3.3 Dinâmica Lateral

A dinâmica lateral está relacionada com as forças atuando no veículo quando este muda a direção de seu movimento, ou seja, na realização de curvas. De acordo com Más *et al.* (2010), quando o veículo está se movimentando com baixa velocidade, os escorregamentos e forças laterais no pneu podem ser desprezados. Genta (1997) define esse fenômeno como "esterçamento em baixa velocidade", no qual o movimento do veículo se dá através do rolamento puro das rodas. As velocidades dos centros de todas as rodas estão alinhadas com seu plano médio, fazendo com que o ângulo de escorregamento lateral seja desprezível. Nesse caso, as rodas podem não exercer força lateral para equilibrar a forças gerada devido à curvatura da trajetória (Genta, 1997). Considerando um veículo com quatro rodas, sendo apenas as duas dianteiras esterçantes, para que a condição de esterçamento em baixa velocidade seja verificada, é necessário que as retas perpendiculares ao plano médio das rodas dianteiras coincidam com as retas perpendiculares ao plano médio das rodas traseiras em um mesmo ponto (Genta, 1997). Impondo essa restrição, obtém-se a geometria apresentada na Figura 3.3, também conhecida como geometria de Ackermann. A partir dessa geometria derivam-se as Equações (3.4) e (3.5) que relacionam o ângulo de esterçamento das rodas esterçantes com o raio da trajetória.

$$\tan(\delta_1) = \frac{L}{R + \frac{t_f}{2}} \quad (3.4)$$

$$\tan(\delta_2) = \frac{L}{R - \frac{t_f}{2}} \quad (3.5)$$

em que:

δ_1 – Ângulo de esterçamento da roda dianteira interna à curva [rad];
 δ_2 – Ângulo de esterçamento da roda dianteira externa à curva [rad];
 R – Raio de curvatura da trajetória [m];
 L – Entre eixos do veículo [m];
 t_f – Bitola dianteira do veículo [m].

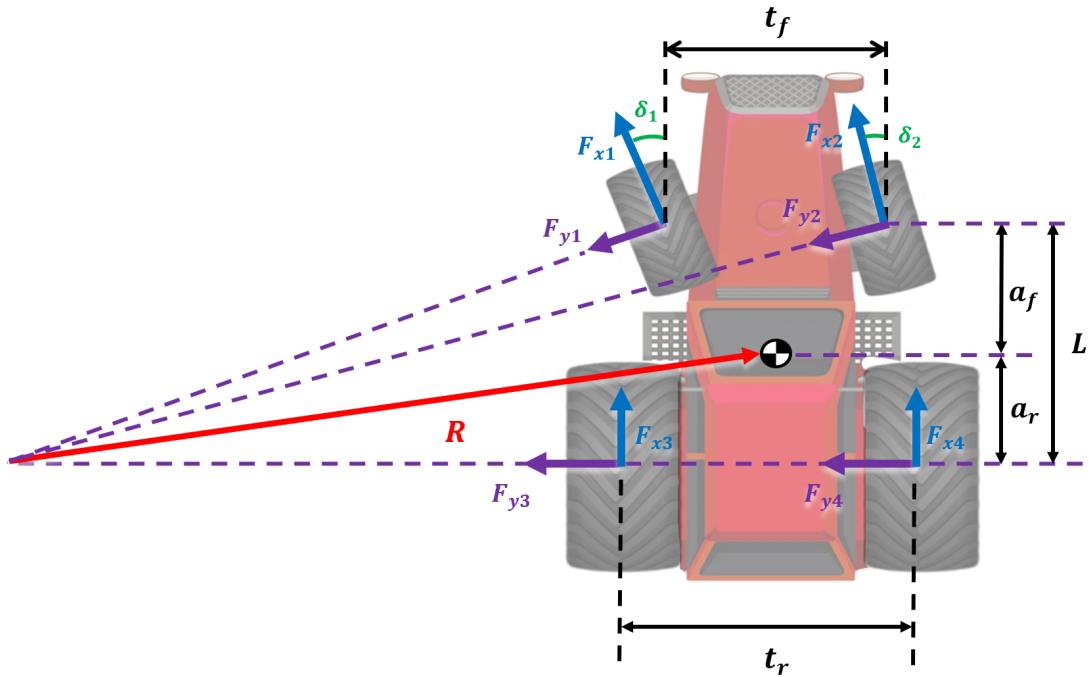


Figura 3.3: Representação do modelo dinâmico do trator realizando uma curva. Adaptado de Más *et al.* (2010).

No caso de movimento em altas velocidades é necessário considerar a força e escorregamento lateral agindo nos pneus. Nesse caso, recomenda-se o uso do modelo de bicicleta, em que o veículo é representado por apenas duas rodas posicionadas em seu plano médio. O modelo permite a determinação do ângulo de esterçamento, assim como as forças atuantes lateralmente no veículo (Más *et al.*, 2010). Apesar da velocidade de operação do trator ser muito baixa, o solo sofre escorregamento devido à sua característica deformável. Dessa maneira, neste trabalho, será adotado o modelo dinâmico completo do veículo utilizando-se a geometria de Ackermann.

Para analisar o comportamento dinâmico na direção lateral do veículo, pode-se aplicar a segunda lei de Newton representada na equação (3.6).

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = \frac{mv^2}{R} \quad (3.6)$$

em que:

F_{yf} – Força lateral atuando no eixo dianteiro [N];

F_{yr} – Força lateral atuando no eixo traseiro [N];

m – Massa do veículo [kg];

v – Velocidade do veículo [m/s].

3.4 Dinâmica Vertical

A dinâmica vertical está relacionada às forças atuando no veículo na direção do eixo z , apresentado na Figura 3.1. As forças verticais têm um papel importante na dinâmica do veículo, afetando diretamente a sua estabilidade, o conforto do condutor e o controle do veículo. As principais causas das forças verticais são o peso do veículo, as irregularidades do terreno e a interação dos pneus com o solo (Gillespie, 2021). Essas forças são absorvidas pelo sistema de suspensão, o qual deve sustentar o veículo, oferecer controle de direção e isolar passageiros e cargas de perturbações decorrentes das irregularidades do terreno (Ahamed, 2023).

Tratores agrícolas operam em ambientes acidentados, com buracos e desníveis, o que dificulta a sua navegação. Nesse cenário, o sistema de suspensão precisa ser capaz de garantir que os tratores e os implementos que eles tracionam mantenham o contato com o solo durante as operações (Biral *et al.*; Zhang *et al.*, 2017; 2022b). Dessa forma, para uma representação matemática mais completa da dinâmica vertical de veículos agrícolas, é fundamental que o sistema de suspensão seja modelado. Na literatura, há diversos modelos para descrever matematicamente os sistemas de suspensão veicular. Geralmente esses modelos resultam em equações diferenciais que quando solucionadas fornecem o comportamento dinâmico do veículo (Taghavifar e Mardani, 2017).

O modelo *quarter-car* é a forma mais típica e funcional de modelar matematicamente suspensões veiculares. Nesse modelo de dois graus de liberdade, o pneu é representado por uma rigidez, as rodas e os elementos conectados são representados por uma massa e a suspensão por uma mola e um amortecedor agindo paralelamente, conforme o modelo de Kelvin-Voigt (Taghavifar e Mardani, 2017). O modelo *quarter-car* é utilizado no trabalho de Sim *et al.* (2017) para avaliar e comparar a eficiência de suspensões hidropneumáticas e semi-ativas para melhorar o conforto de condução de tratores agrícolas. O foco do estudo é reduzir as vibrações e os impactos transmitidos ao operador durante a operação do trator em terrenos irregulares. Ahamed (2023) propõe uma estratégia de controle de suspensão ativa para tratores agrícolas, onde a modelagem do sistema de suspensão é realizada a partir do modelo *quarter-car*.

O modelo de bicicleta também pode ser empregado para descrever o comportamento do sistema de suspensões veiculares. Esse modelo lida com graus de liberdade relacionados às oscilações na direção vertical e à arfagem do veículo. As suspensões dianteira e traseira são modeladas como sistemas mola-amortecedor e podem ser mais detalhados incluindo modelos de pneus e as não-linearidades dos amortecedores. Nesse modelo, os graus de liberdade são definidos pelas seguintes informações do veículo: deslocamento vertical, velocidade de deslocamento vertical, ângulo de arfagem e velocidade angular de arfagem (Taghavifar e Mardani, 2017).

O modelo de meio carro (do inglês *Half-car-model*) é muito semelhante ao modelo de bicicleta. No entanto, nessa abordagem a arfagem não é analisada, sendo substituída pelo movimento de rolagem do veículo (Taghavifar e Mardani, 2017). Ferreira *et al.* (2010) utiliza o

modelo de meio carro para modelar o sistema de suspensão de um pulverizador autopropelido. A partir das simulações desenvolvidas utilizando o modelo proposto, o estudo constatou que a relação de rigidez das suspensões influencia no conforto e segurança das operações.

Outro modelo bastante utilizado é denominado modelo de carro completo (*Full-Car-Model*). Este modelo possui sete graus de liberdade, incluindo o movimento vertical do veículo, rolagem, arfagem, o movimento vertical das rodas, e as oscilações do terreno. Sete equações diferenciais são necessárias para descrever esse tipo de modelo. No trabalho de Tchamna *et al.* (2015), o modelo de carro completo é utilizado para modelar o sistema de suspensão semi-ativa de veículos terrestres, visando otimizar o comportamento dinâmico do veículo, melhorando sua estabilidade e desempenho em diferentes condições da estrada. Ha *et al.* (2022) adota o modelo de carro completo para analisar o impacto do uso de suspensão a ar em todos os eixos de um semi-reboque na redução das cargas dinâmicas, comparando-o com sistemas de suspensão por molas helicoidais.

Além dos modelos citados, alguns trabalhos propõem outras formulações matemáticas para modelar os sistemas de suspensão de veículos agrícolas. Yang *et al.* (2009), por exemplo, propõe uma modelagem matemática para tratores que possuem suspensão em tandem. Por meio de simulações baseadas no modelo de sistemas multicorpos, os pesquisadores analisaram o comportamento dinâmico do trator, levando em conta diferentes variáveis, como a distribuição de cargas e as interações entre os componentes do sistema de suspensão. O estudo mostrou que o uso de suspensão em tandem pode melhorar significativamente o conforto de condução, minimizando as vibrações transmitidas ao operador, especialmente em terrenos irregulares. O modelo utilizado permitiu prever e otimizar o desempenho da suspensão, fornecendo informações úteis para o projeto de tratores mais confortáveis e eficientes. No trabalho de Zhang *et al.* (2022b) é apresentado um modelo matemático para descrever as vibrações de um trator com suspensão no eixo dianteiro tracionando um implemento sob condições de aração. As respostas de vibração oriundas da simulação de condições de campo foram compatíveis aos dados experimentais, validando o modelo proposto. Bulgakov *et al.* (2016) desenvolve um modelo baseado em equações dinâmicas para o estudo das vibrações verticais de um sistema trator-implemento, com o objetivo de analisar a estabilidade do conjunto quando submetido à variações de excitação e propriedades do sistema.

Embora a modelagem do sistema de suspensão seja essencial para uma análise completa da dinâmica vertical de veículos fora de estrada, ela pode envolver equações não-lineares que aumentam a complexidade dos problemas. Por simplicidade, neste trabalho, não serão consideradas as características dinâmicas das suspensões dos veículos estudados. No modelo dinâmico proposto nesse trabalho, a maior preocupação no que tange à dinâmica vertical é a distribuição de cargas entre as rodas dianteiras e traseiras. De acordo com Jazar (2008), a distribuição de carga entre os pneus de um veículo que tem movimento longitudinal e lateral é dada pelas Equações (3.7), (3.8), (3.9) e (3.10).

$$F_{z1} = \frac{1}{2}mg \left(\frac{a_r}{L} \cos(\theta_{inc}) - \frac{h_{CG}}{L} \sin(\theta_{inc}) \right) - \frac{ma_x h_{CG}}{2L} + \frac{ma_y h_{CG} a_r}{2L t_f} \quad (3.7)$$

$$F_{z2} = \frac{1}{2}mg \left(\frac{a_r}{L} \cos(\theta_{inc}) - \frac{h_{CG}}{L} \sin(\theta_{inc}) \right) - \frac{ma_x h_{CG}}{2L} - \frac{ma_y h_{CG} a_r}{2L t_f} \quad (3.8)$$

$$F_{z3} = \frac{1}{2}mg \left(\frac{a_f}{L} \cos(\theta_{inc}) + \frac{h_{CG}}{L} \sin(\theta_{inc}) \right) + \frac{ma_x h_{CG}}{2L} + \frac{ma_y h_{CG} a_f}{2L t_r} \quad (3.9)$$

$$F_{z4} = \frac{1}{2}mg \left(\frac{a_f}{L} \cos(\theta_{inc}) + \frac{h_{CG}}{L} \sin(\theta_{inc}) \right) + \frac{ma_x h_{CG}}{2L} - \frac{ma_y h_{CG} a_f}{2L t_r} \quad (3.10)$$

em que:

m – Massa do veículo [kg];

g – Aceleração da gravidade [m/s^2];

L – Distância entre eixos [m];

a_r – Posição do CG em relação ao eixo traseiro [m];

a_f – Posição do CG em relação ao eixo dianteiro [m];

h_{CG} – Altura do CG [m];

a_x – Aceleração longitudinal [m/s^2];

a_y – Aceleração lateral [m/s^2];

t_r – Bitola do eixo traseiro [m];

t_f – Bitola do eixo dianteiro [m];

θ_{inc} – Inclinação do terreno [rad].

3.5 Trajetórias de veículos agrícolas

Os veículos agrícolas geralmente são operados em campos dispostos em fileiras de culturas, pomares ou corredores de estufa (Más *et al.*, 2010). De forma geral, a trajetória realizada é constituída de linhas retas correspondentes às linhas de plantio, seguidas de manobras de cabeceira realizadas para que o veículo transite entre as linhas de plantio. A Figura 3.4 apresenta uma trajetória típica de tratores em operação de campo.

De acordo com Xu *et al.* (2022a), há três tipos principais de manobras de cabeceiras utilizadas em campo. Manobra do tipo Ω , também conhecida como manobra de lâmpada (Tu e Tang, 2019); manobra do tipo Π , denominada também de manobra de meio círculo (Yin *et al.*, 2020) e a manobra do tipo T , a qual Tu e Tang (2019) denomina de manobra rabo de peixe. A Figura 3.5 apresenta os três tipos de manobra citados.

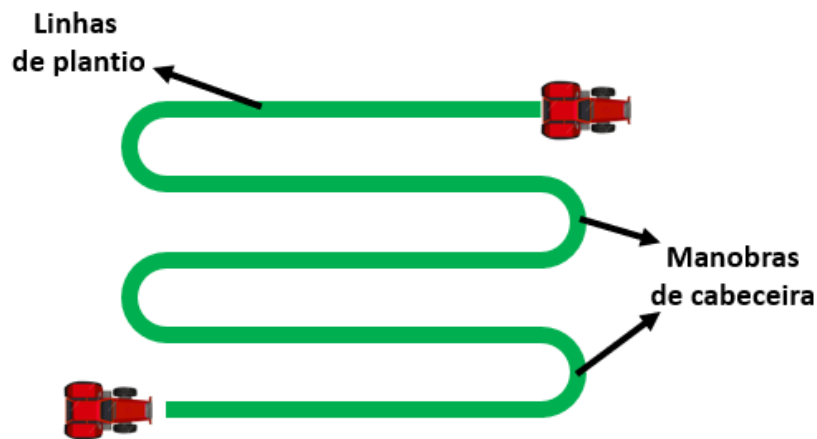


Figura 3.4: Trajetória percorrida por tratores agrícolas em campo.

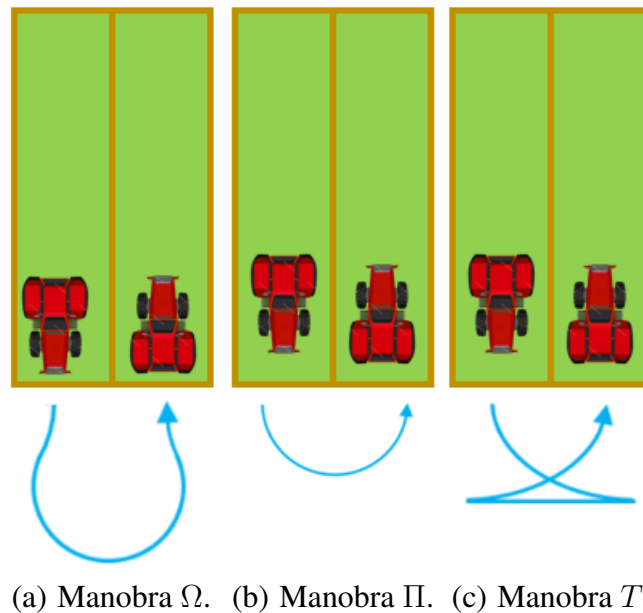


Figura 3.5: Tipos de manobra de cabeceira mais utilizados. Adaptado de Xu *et al.*(2022a).

3.6 Implementação do modelo dinâmico

O modelo dinâmico planar apresentado nesse capítulo foi implementado no Simulink/MatLab™ para simular a condição de um trator agrícola se movimentando em solo deformável. A Figura 3.6 apresenta o fluxograma adotado durante as simulações. Primeiramente são definidas as condições iniciais da simulação, como posição e velocidade iniciais do veículo. O sistema possui dois dados de entrada durante as simulações: o esterçamento médio do veículo (δ) e o torque nas rodas motrizes. O esterçamento médio dos pneus dianteiros (δ) se refere a um esterçamento determinado com base no centro de gravidade do veículo. Na planta de simulação, o esterçamento de entrada (δ) é ajustado pelo modelo para determinar o esterçamento da roda interna à curva (δ_1) e o esterçamento da roda externa à curva (δ_2), conforme a geometria de

Ackermann apresentada anteriormente (Equações (3.4) e (3.5)). Uma vez que se conhece o esterçamento em cada pneu dianteiro, calcula-se a velocidade dos pneus no referencial do veículo. E assim é possível determinar o escorregamento lateral desenvolvido em cada pneu.

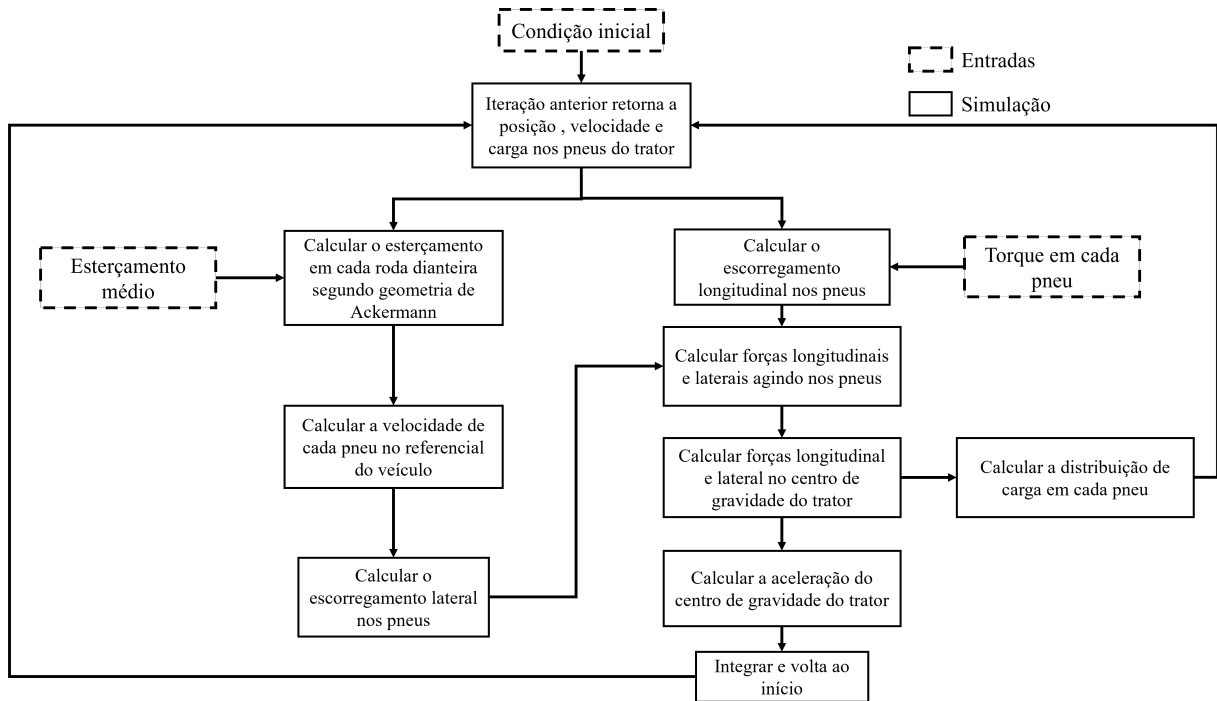


Figura 3.6: Fluxo de informações para simulação do trator agrícola.

A partir de curvas de torque em função do escorregamento longitudinal estabelecidas para o solo e o pneu analisado, é possível determinar o escorregamento longitudinal em cada pneu correspondente ao torque de entrada aplicado. Com as informações de escorregamento longitudinal e lateral e das cargas atuando no pneu, é possível determinar as forças longitudinal e lateral agindo nos pneus do trator devido ao contato com o solo. Em seguida, as forças resultantes no centro de gravidade do trator são calculadas, e assim sua aceleração nas duas direções do movimento são obtidas. Além disso, a partir das forças totais agindo no centro de gravidade do veículo, é possível calcular a distribuição de cargas verticais. Integrando a aceleração do veículo, obtém-se sua velocidade e posição. Os dados de velocidade, posição e distribuição de carga realimentam o sistema a cada iteração.

Nas simulações foi considerado um veículo que possui motores elétricos em cada uma de suas rodas motrizes. Os motores elétricos não são modelados em nenhuma fase desse trabalho. O torque necessário para movimentar o veículo é fornecido sem considerar as características dos motores elétricos ou o sistema de transmissão. Foram simulados alguns movimentos simples para verificar se o modelo implementado é capaz de representar adequadamente o movimento do veículo.

A Figura 3.7 apresenta um esquema da simulação desenvolvida para testar a implementação das equações dinâmicas. As entradas do sistema são o vetor de torques ($\vec{T}$), cujas compo-

mentes são o torque em cada roda motriz do veículo, e o esterçamento das rodas dianteiras (δ). A simulação tem como saída o vetor de acelerações ($\vec{a}$) do veículo, suas componentes são as acelerações ao longo das direções do movimento, que são integradas para obter sua velocidade instantânea ($\vec{v}$) e finalmente, integrando novamente, obtém-se o vetor de posição ($\vec{p}$) do veículo.

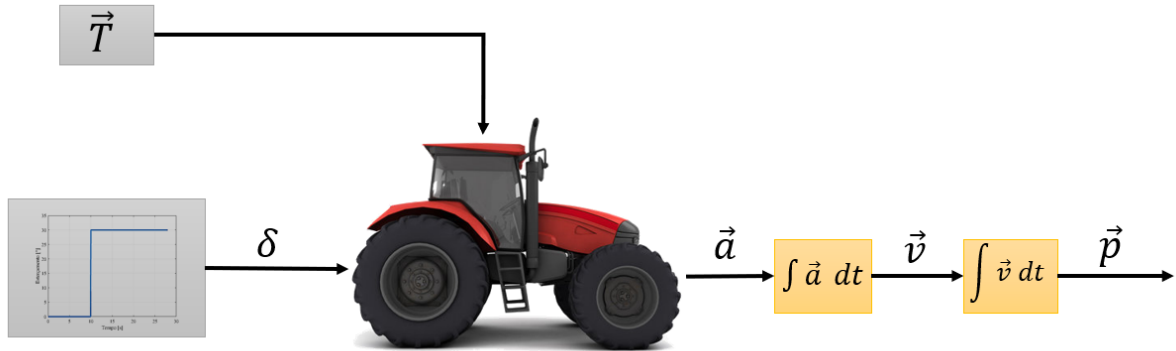


Figura 3.7: Representação esquemática da simulação realizada para validação do modelo dinâmico do trator.

A simulação foi realizada considerando um trator agrícola *New Holland* modelo T4.75, com tração nas quatro rodas, cujas dimensões são apresentadas na Tabela 3.1. O solo franco-arenoso com umidade de 15% foi utilizado como superfície de rolagem. Suas propriedades, assim como parâmetros de Bekker, são listadas na Tabela 2.1. Foi considerado um valor de torque constante para as rodas motrizes do veículo. Como visto na Figura 3.7, nessa primeira etapa de simulação, nenhum tipo de controle foi aplicado ao sistema. Dessa forma, os valores de torque para superar os valores de resistência ao movimento foram estimados e são descritos na Tabela 3.1. O veículo parte da origem dos eixos coordenados com uma velocidade inicial de 6 km/h. O trator não puxa ou empurra qualquer tipo de implemento, ou seja, a força associada ao reboque (R_{hx}) é nula. Também não foram consideradas forças de resistência aerodinâmica, uma vez que o veículo se movimenta em baixas velocidades.

Tabela 3.1: Características do trator New Holland T4.75. Fonte: Zart (2020).

Parâmetros	Valor	Unidade
Massa do veículo (m)	2800	kg
Bitola dianteira (t_f)	1,46	m
Bitola traseira (t_r)	1,48	m
Distância entre eixos (L)	2,08	m
Posição do CG em relação ao eixo dianteiro (a_f)	0,94	m
Posição do CG em relação ao eixo traseiro (a_r)	1,14	m
Altura do CG (h_{CG})	1,25	m
Pneu dianteiro	14.9 R20	-
Raio pneu dianteiro (r_f)	0,537	m
Largura pneu dianteiro (b_f)	0,378	m
Pneu traseiro	420/85 R30	-
Raio pneu traseiro (r_r)	0,738	m
Largura pneu traseiro (b_r)	0,418	m
Torque nas rodas dianteiras (T_d)	410	Nm
Torque nas rodas traseiras (T_t)	330	Nm

Foram simulados 28 segundos de movimento, sendo que durante os 10 primeiros segundos o esterçamento das rodas foi nulo, caracterizando um movimento retilíneo do trator. Nos 18 segundos restantes, foi aplicado um esterçamento constante de 30° . A Figura 3.8 apresenta o perfil de esterçamento aplicado no veículo em função do tempo.

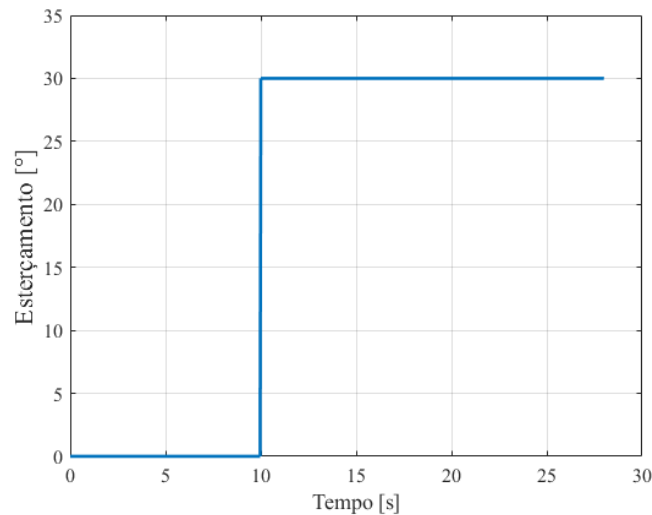


Figura 3.8: Esterçamento aplicado nas rodas dianteiras do veículo.

3.7 Resultados da implementação do modelo dinâmico

A trajetória esperada para o trator, em função do esterçamento aplicado ao longo do tempo, é uma linha reta seguida de um movimento circular. A Figura 3.9 apresenta a trajetória desenvolvida pelo trator durante a simulação, quando submetido ao perfil de esterçamento

da Figura 3.8. Como pode ser verificado, inicialmente o veículo realiza um movimento retilíneo, se deslocando por 17 metros. O movimento retilíneo está de acordo com o esterçamento nulo aplicado nos primeiros instantes do movimento. Ao atingir a posição 17 metros na direção longitudinal, o veículo começa a apresentar alteração na sua posição na direção lateral, caracterizando o início do esterçamento. A partir desse momento, o trator passa a desenvolver um movimento circular, cujo raio é de aproximadamente 3,5 metros. A dimensão do raio de curvatura da trajetória desenvolvida, considerando esterçamento constante, é compatível com a literatura para um trator com as dimensões consideradas, como pode ser verificado no trabalho de Zart (2020). Sendo assim, a trajetória desenvolvida pelo trator durante a simulação está de acordo com o movimento esperado, considerando o perfil de esterçamento simulado.

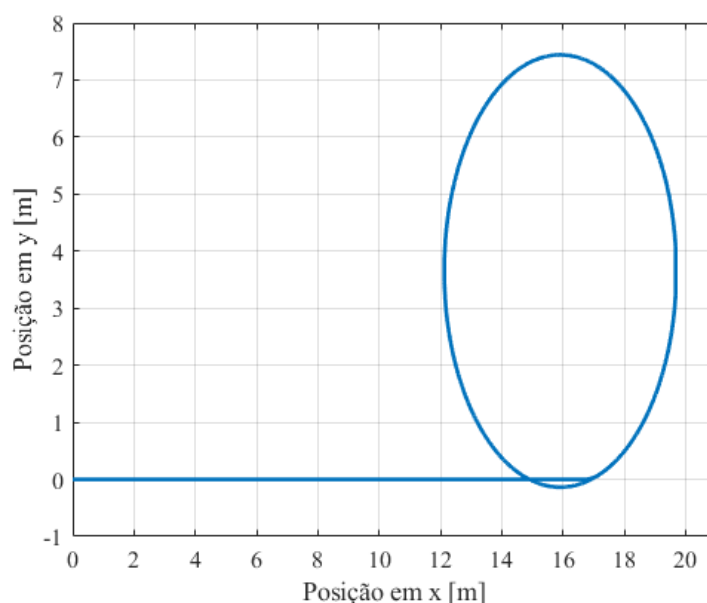


Figura 3.9: Trajetória desenvolvida pelo trator submetido a esterçamento constante.

Os resultados de trajetória obtidos estão de acordo com o esperado, evidenciando que o modelo dinâmico para um trator agrícola implementado no Simulink/MatLab™ apresenta resultados coerentes. Sendo assim, ele pode ser utilizado para representar o comportamento dinâmico de veículos fora de estrada se movimentando em solo deformável.

4 CONTROLE DE TRAJETÓRIA E VELOCIDADE

Nesta seção são apresentadas as estratégias desenvolvidas para controle de trajetória e velocidade para tratores agrícolas, utilizando a modelagem dinâmica descrita anteriormente para representar as forças associadas ao movimento. Duas estratégias de controle foram propostas. A primeira abordagem envolve o uso de controladores Proporcional Integral Derivativo (PID). A ideia é implementar controladores PID não otimizados, afim de gerar resultados para comparações. A segunda, e principal, estratégia de controle desenvolvida foi baseada na lógica *fuzzy*.

4.1 Controladores PID

Neste trabalho, o controle PID foi utilizado de forma não otimizada apenas para gerar resultados que pudessem ser comparados com os resultados dos controladores *fuzzy*. Foi proposto o uso de dois controladores PID para o controle do movimento. Um dos controladores funciona emulando o operador do trator, de modo a fornecer o esterçamento necessário para que o veículo siga uma trajetória desejada. Outro controlador PID foi utilizado para controlar a velocidade do veículo. A Figura 4.1 exibe uma representação esquemática do fluxo de informações da estratégia de controle PID desenvolvida. O controlador PID implementado para controle de trajetória tem como entrada o erro entre a posição desejada e a posição real do veículo ($\vec{p}$). O controle tem como saída o esterçamento (δ) necessário para que o veículo atinja a posição desejada. O controlador PID utilizado para controle de velocidade tem como entrada a diferença entre a velocidade de interesse (v_d) e a velocidade instantânea do veículo ($\vec{v}$). A saída deste controlador é o torque (T) necessário em cada uma das rodas motrizes do veículo para que ele atinja a velocidade desejada. As informações de torque e esterçamento entram na planta de simulação, implementada com o modelo dinâmico apresentado no Capítulo 3, e tem como saída o vetor de aceleração do veículo ($\vec{a}$), o qual a partir de integração, fornece a velocidade ($\vec{v}$) e posição do trator ($\vec{p}$) em função do tempo, essas informações realimentam o sistema.

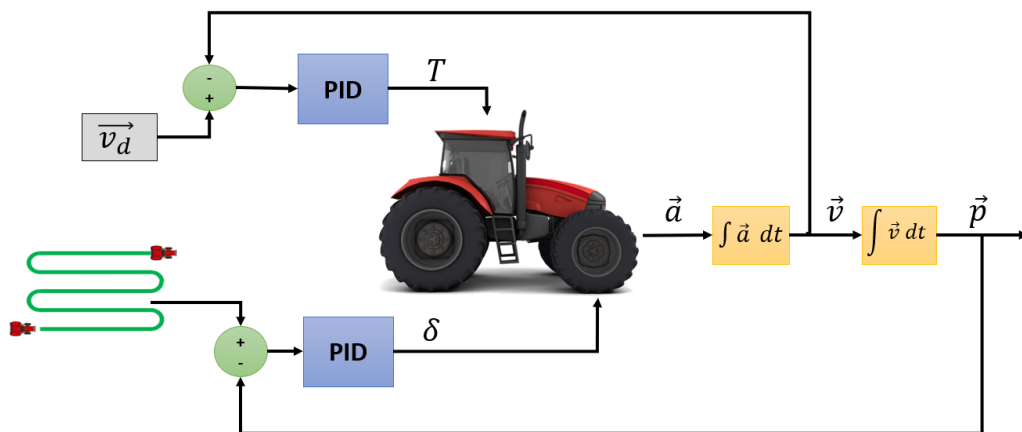


Figura 4.1: Representação esquemática do fluxo de informações para os controladores PID.

Os controladores PID utilizados possuem apenas uma saída. Dessa forma, a saída do PID para controle de velocidade é um único valor de torque entregue para cada uma das rodas motrizes do trator. Tratores geralmente possuem pneus com dimensões diferentes nos eixos dianteiros e traseiros, sendo que os traseiros são sempre maiores. Se um único valor de torque for fornecido igualmente para as quatro rodas, sempre haverá excesso de torque nas rodas dianteiras. Para evitar que esse fato ocorra, as simulações controladas por controladores PID foram realizadas considerando tratores 4x2, com tração traseira. Dessa forma, a saída única de torque para o eixo traseiro não acarreta em torque em excesso para nenhum dos pneus. A Tabela 4.1 apresenta os valores dos coeficientes utilizados para os controladores PID propostos.

Tabela 4.1: Parâmetros dos controladores PID.

	Proporcional (P)	Integral (I)	Derivativo (D)
Controle de trajetória	0,1149	0,0006857	0,1851
Controle de velocidade	20000	10000	0

4.2 Controladores *fuzzy*

A lógica *fuzzy* é uma ferramenta matemática desenvolvida para lidar com problemas de tomada de decisão que envolvem variáveis incertas e imprecisas (Sivanandam *et al.*, 2007). Consiste em uma técnica de controle em que as decisões são feitas mediante observação, discussão e experiência prévia, semelhante ao comportamento humano (Silva, 2020). De acordo com Simões e Shaw (2007), controladores *fuzzy* são capazes de reproduzir funções não lineares, o que os torna adequados para serem utilizados em processos modelados de forma linguística, processos com parâmetros independentes e situações que dependem da decisão de um usuário.

O uso de controladores *fuzzy* foi definido nesse trabalho porque esse tipo de controle responde bem a sistemas de alta complexidade, como é o caso do sistema estudado. Além disso, o Laboratório de Sistemas Integrados (LabSIn) tem desenvolvido pesquisas relacionadas ao uso de controladores *fuzzy* otimizados para controle de veículos de passeio, como verificado nos trabalhos de Silva (2020) e Miranda (2022). A literatura mostra resultados satisfatórios desse tipo de controle aplicado em maquinário agrícola. No trabalho de Guerrero *et al.* (2012), por exemplo, é proposto um controlador baseado na lógica *fuzzy* para controle de esterçamento de um robô agrícola móvel com o objetivo de melhorar a sua manobrabilidade. Os resultados desse estudo mostraram que a utilização do controlador *fuzzy* pode aumentar a precisão da navegação de robôs agrícolas, tornando-o mais eficiente. Nos trabalhos de Sun *et al.* (2022), Xu *et al.* (2022b), Liu *et al.* (2024) e Zhang *et al.* (2022a) controladores *fuzzy* são utilizados para rastreamento de trajetória de maquinários agrícolas, cujos movimentos são descritos por equações cinemáticas. Testes experimentais conduzidos nesses trabalhos mostram alta eficiência dos controladores propostos.

A estratégia de controle *fuzzy* é dividida em três etapas. A primeira delas é denominada fuzzificação. Durante a fuzzificação, as variáveis de entrada do sistema são convertidas em variáveis linguísticas. Esse processo é feito por meio de funções que são utilizadas para calcular a probabilidade de uma variável se enquadrar em uma classificação determinada (níveis de pertinência). Essas funções são chamadas de funções de pertinência e podem ser de vários tipos, sendo as funções gaussianas, triangulares e trapezoidais as mais usuais (Simões e Shaw, 2007).

De acordo com Silva (2020), funções gaussianas garantem transições suaves entre os níveis de pertinência e apresentam número reduzido de parâmetros para a sua caracterização. Devido a essas características, nesse trabalho foram utilizadas funções de pertinência do tipo gaussiana. A Equação (4.1) apresenta a função de pertinência gaussiana, a qual é definida por uma média (μ) e um desvio padrão (σ_g).

$$f_p(x) = e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma_g^2}} \quad (4.1)$$

A Figura 4.2 ilustra um exemplo de funções de pertinência gaussianas para três níveis de pertinência: baixo, médio e alto. O eixo das abcissas correspondem às variáveis de entrada ou de saída e o eixo das ordenadas representa a probabilidade de um determinado valor de variável se enquadrar nos níveis de pertinência estabelecidos.

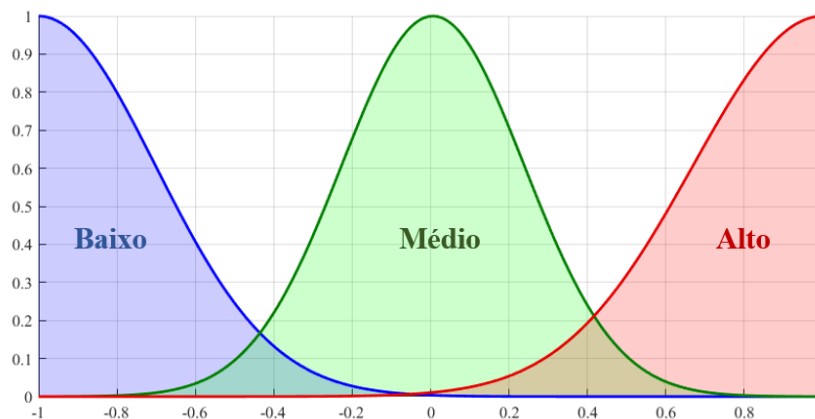


Figura 4.2: Exemplo de função de pertinência do tipo gaussiana com três níveis de pertinência.

A segunda etapa do controle *fuzzy* consiste na inferência, onde as decisões são tomadas com base nas variáveis linguísticas determinadas no processo de fuzzificação. Nessa etapa, são definidas regras para associar as variáveis de entrada com as variáveis de saída, nas quais podem ser utilizados os conectivos E ou OU. Essas regras podem ser estabelecidas por especialistas ou podem ser determinadas por processos de otimização (Sivanandam *et al.*, 2007). Em alguns casos, podem ser atribuídos pesos às regras que são consideradas mais importantes para o processo. Esses pesos são conhecidos como grau de suporte (Silva, 2020).

A terceira e última etapa é a defuzzificação. Nessa etapa, são definidos os valores numéricos de saída do controle, que vão de fato atuar no sistema. Dessa forma, as decisões tomadas na etapa de inferência devem ser traduzidas em parâmetros quantitativos. Existem alguns métodos utilizados no processo de defuzzificação, sendo mais utilizados a Média do Máximo, o Centro do Máximo e o Centro da Área (Silva, 2020). Para este trabalho, foi definido o uso do método do Centro da Área, no qual utiliza-se a Equação (4.2) para determinar o centroide da área resultante.

$$\bar{x}_A = \frac{\int x f_p(x) dx}{\int f_p(x) dx} \quad (4.2)$$

4.2.1 Controladores fuzzy propostos

Nesse trabalho foi proposta a implementação de dois controladores *fuzzy*, sendo um destinado ao controle de trajetória e o outro para controle de velocidade de um trator agrícola se movimentando em solo deformável. O fluxo de informações para os dois controladores *fuzzy* propostos são apresentados na Figura 4.3. O controle de trajetória, tem como entrada o erro entre a posição desejada e a posição real do veículo. Além disso, a posição real ($\vec{p}$) do veículo também é uma entrada do controlador. Sua saída é o esterçamento (δ) requerido para que o trator atinja a posição desejada.

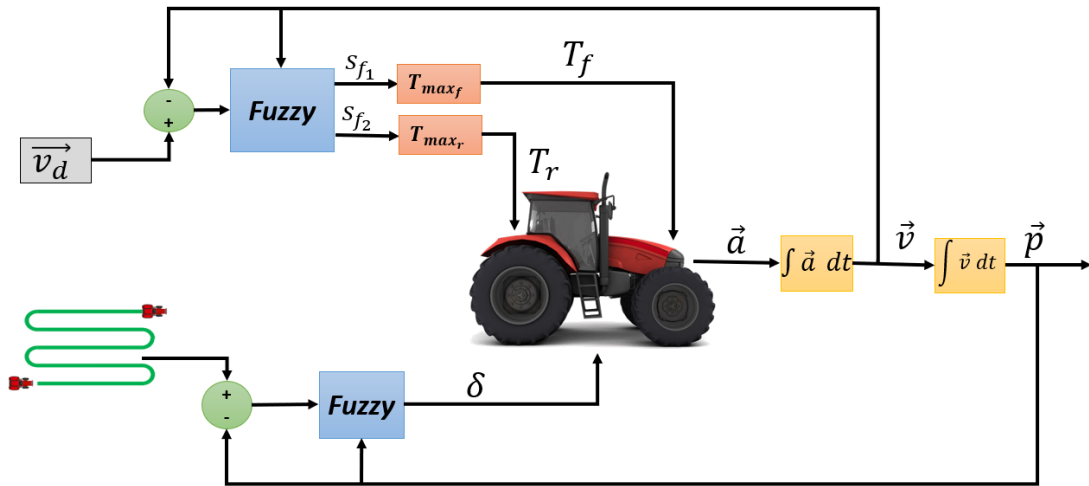


Figura 4.3: Representação esquemática do fluxo de informações para os controladores *fuzzy*.

O controlador *fuzzy* para velocidade tem como entradas a velocidade real ($\vec{v}$) do veículo e a diferença entre a velocidade de interesse (v_d) e a velocidade instantânea do veículo ($\vec{v}$). O controlador *fuzzy* para velocidade possui duas saídas, s_{f1} e s_{f2} . A saída s_{f1} é multiplicada pelo torque máximo suportado pelo pneu dianteiro (T_{max_f}) para determinar o valor de torque entregue para as rodas dianteiras (T_f). Para a determinação do valor de torque entregue às rodas traseiras (T_r), a saída s_{f2} do controlador *fuzzy* é multiplicada pelo torque máximo suportado

pelas rodas traseiras (T_{max_r}). As Equações (4.3) e (4.4) apresentam o cálculo dos torques nos pneus dianteiros e traseiros, respectivamente, com base nas saídas do controlador *fuzzy* de velocidade. Nessa implementação, os torques nas rodas de um mesmo eixo são sempre iguais, de modo que não existe torque diferencial no veículo. As curvas são realizadas apenas pela ação do esterçamento (δ).

$$T_f = s_{f_1} \times T_{max_f} \quad (4.3)$$

$$T_r = s_{f_2} \times T_{max_r} \quad (4.4)$$

Ao contrário dos controladores PID, os controladores *fuzzy* permitem mais de uma saída, ou seja, um único controlador pode fornecer valores diferentes de torque para as rodas de cada eixo do veículo. Dessa forma, para a simulação com controladores *fuzzy*, foram utilizados tratores com tração nas quatro rodas, com torques iguais nos pneus de um mesmo eixo.

4.2.2 Otimização dos parâmetros de controle

Alguns parâmetros devem ser estabelecidos para a definição do controle *fuzzy*, como as funções de pertinência, os níveis de pertinência, as regras e grau de suporte para o processo de inferência. De forma geral, esses parâmetros são estabelecidos por especialistas que possuem experiência preexistente (Silva, 2020). No entanto, eles também podem ser definidos através de processos de otimização. Nesse trabalho, os parâmetros dos controladores *fuzzy* propostos para controle de trajetória e velocidade de um trator agrícola foram calculados por meio de um processo de otimização baseado em um algoritmo genético descrito por Silva (2020).

De acordo com a metodologia desenvolvida por Silva (2020), a quantidade de parâmetros de controle (N_T) necessária para definir um controlador *fuzzy* depende do número de variáveis de entrada (N_E), do número de variáveis de saída (N_S) e do número de níveis da função de pertinência (nf_p). Como visto na Equação (4.1), para a determinação da função de pertinência gaussiana para cada variável, são necessários dois parâmetros (média e desvio padrão). Dessa forma, considerando um número igual de níveis de pertinência (nf_p) para as variáveis de entrada e de saída do sistema, o número total de parâmetros para uma determinada variável é definido pela Equação (4.5). Neste trabalho, foram considerados três níveis de pertinência para as variáveis de entrada e de saída.

$$n_v = 2 \, nf_p \quad (4.5)$$

Em relação às regras definidas para a etapa de inferência deste trabalho, foi estabelecido que todas as variáveis devem ser associadas com conectivos E. Além disso, todas as combinações das variáveis de entrada estão vinculadas a um nível específico de todas as variáveis de saída, com diferentes graus de pertinência. A Equação (4.6) apresenta o cálculo do número de graus de suporte (n_{gs}) em função do número de variáveis de entrada (N_E), do número de variáveis de saída (N_S) e do número de níveis da função de pertinência (n_{fp}).

$$n_{gs} = N_S \cdot n_{fp}^{(N_E+1)} \quad (4.6)$$

A Equação (4.7) apresenta o cálculo do número total de parâmetros necessários para definir o controle *fuzzy* (N_T), sendo o primeiro termo correspondente à função de pertinência e o segundo relacionado às regras de controle.

$$N_T = (N_E + N_S) \cdot (2 \cdot n_{fp}) + N_S \cdot n_{fp}^{(N_E+1)} \quad (4.7)$$

Uma vez que o número de parâmetros necessários para definir o controlador *fuzzy* é conhecido, parte-se para o processo de otimização desses parâmetros. O objetivo do processo de otimização é definir os valores dos parâmetros que apresentem o melhor ajuste ao sistema, fornecendo um controle ótimo de trajetória e velocidade do trator.

O algoritmo de otimização opera avaliando diferentes valores para os parâmetros. As respostas do controle são então calculadas e classificadas de acordo com o critério de otimização definido (Silva, 2020). Para o processo de otimização dos parâmetros dos controladores *fuzzy* de velocidade e trajetória propostos neste trabalho, foram estabelecidos dois critérios de otimização. Como o objetivo de um dos controladores é o controle de trajetória, o primeiro critério (f_{k1}) foi minimizar a raiz do erro médio quadrático (RMSE) de trajetória das simulações. A Equação (4.8) apresenta o cálculo do erro RMSE de trajetória.

$$f_{k1} = \text{RMSE}_{\text{trajetória}} = \sqrt{\frac{1}{n_t} \sum_{i=1}^{n_t} [(x_{\text{real},i} - x_{\text{desejado},i})^2 + (y_{\text{real},i} - y_{\text{desejado},i})^2]} \quad (4.8)$$

onde:

$x_{\text{real},i}$ – Posição x real do veículo no i-ésimo instante [m];

$x_{\text{desejado},i}$ – Posição x desejada do veículo no i-ésimo instante [m];

$y_{\text{real},i}$ – Posição y real do veículo no i-ésimo instante [m];

$y_{\text{desejado},i}$ – Posição y desejada do veículo no i-ésimo instante [m];

n_t – Número total de instantes de tempo.

O segundo critério estabelecido (f_{k2}) foi minimizar o erro RMSE de velocidade das simulações executadas. A Equação (4.9) apresenta o cálculo do erro RMSE de velocidade.

$$f_{k2} = \text{RMSE}_{\text{velocidade}} = \sqrt{\frac{1}{n_t} \sum_{i=1}^n (v_{\text{desejada},i} - v_{\text{real},i})^2} \quad (4.9)$$

em que:

$v_{\text{desejada},i}$ – Velocidade desejada no i -ésimo instante [m/s];

$v_{\text{real},i}$ – Velocidade observada no i -ésimo instante [m/s];

n_t – Número total de instantes de tempo.

A Equação (4.10) apresenta as restrições impostas para o processo de otimização dos parâmetros dos controladores *fuzzy*. Nessa equação, μ_{in_i} e σ_{in_i} correspondem à média e ao desvio padrão, respectivamente, das funções de pertinência das variáveis de entrada. De forma análoga, os termos μ_{out_i} e σ_{out_i} representam a média e o desvio padrão das funções de pertinência das variáveis de saída. Por fim, GS_i corresponde ao grau de suporte de cada uma das regras consideradas.

$$R_O = \begin{cases} -1 < \mu_{\text{in}_i} < 1 \\ 0 < \sigma_{\text{in}_i} < 0,4 \\ -1 < \mu_{\text{out}_i} < 1 \\ 0 < \sigma_{\text{out}_i} < 0,4 \\ 0 < GS_i < 1 \end{cases} \quad (4.10)$$

O processo de otimização adotado neste trabalho é baseado no mecanismo evolutivo das populações biológicas, conhecido como algoritmo genético. Inicialmente, os parâmetros dos controladores são organizados em um vetor, denominado cromossomo. Uma população é então formada por um conjunto de cromossomos, cada um com valores de parâmetros diferentes, e cada cromossomo é simulado. Os resultados das simulações são classificados com base nos critérios definidos.

Nessa metodologia, o peso atribuído a cada membro da população pode ser ajustado por meio do método de peso adaptativo. Após a classificação, ocorre a seleção, na qual os indivíduos são escolhidos aleatoriamente, de forma similar aos processos naturais. A geração de novos indivíduos é realizada por meio do cruzamento entre os membros da população. Para promover a diversidade na população, mutações são aplicadas. Neste trabalho, a mutação é realizada utilizando uma distribuição gaussiana, com média e desvio padrão previamente definidos, e os valores obtidos são somados ao elemento mutado, resultando na alteração do cromossomo.

Após os processos de cruzamento e mutação, os novos indivíduos gerados são avaliados e classificados de acordo com seus resultados. Esses indivíduos são então incorporados à população, enquanto os indivíduos que apresentaram pior desempenho são descartados, garantindo que o tamanho da população permaneça constante. Esse ciclo é repetido até que o critério de convergência seja alcançado. Nesse trabalho, o critério de convergência está relacionado à estabilidade da fronteira de Pareto. A fronteira de Pareto é formada pelas soluções ótimas, ou seja, aquelas cujos resultados não podem ser superados por outras soluções, considerando os critérios estabelecidos para a otimização (Silva, 2020).

4.2.3 Configurações e condições consideradas para otimização dos controladores *fuzzy*

Na etapa de otimização dos controladores *fuzzy*, o veículo simulado foi um trator Agrale modelo BX 6180, cujas principais dimensões e características são apresentadas na Tabela 4.2. Foi simulado um trator com tração nas quatro rodas, com torques iguais para as rodas de um mesmo eixo. Em relação à superfície de rolagem, foi considerado o solo franco-arenoso com umidade de 15%. Suas propriedades, assim como parâmetros de Bekker, são listadas na Tabela 2.1.

Tabela 4.2: Característica do Trator Agrale BX 6180.(Agrale).

Parâmetro	Valor	Unidade
Massa (m)	7060	kg
Bitola dianteira (t_f)	1,6	m
Bitola traseira (t_r)	1,65	m
Distância entre eixos (L)	3,166	m
Posição do CG em relação ao eixo dianteiro (a_f)	1,289	m
Posição do CG em relação ao eixo traseiro (a_r)	1,877	m
Altura do CG (h_{CG})	1,515	m
Pneu dianteiro	18.4 26"R1	-
Raio do pneu dianteiro (r_f)	0,725	m
Largura do pneu dianteiro (b_f)	0,467	m
Pneu traseiro	24.5 32"R1	-
Raio do pneu traseiro (r_r)	0,894	m
Largura do pneu traseiro (b_r)	0,622	m

A Figura 4.4 ilustra a trajetória agrícola de interesse no processo de otimização dos parâmetros dos controladores *fuzzy*. Ela é constituída de 3 retas que correspondem às linhas de plantio e 3 manobras de cabeceira do tipo II, sendo duas com raio de 10 metros e uma com raio de 20 metros. O percurso completo tem um comprimento total de 205 metros.

Para representação da trajetória desejada no software Matlab™, foram utilizados pontos de coordenadas x e y definidas por equações matemáticas. Equações da reta com coeficiente angular nulo foram utilizadas para descrever os percursos correspondentes às linhas de plantio. Nas manobras de cabeceira, as coordenadas x e y foram calculadas por meio de equações de círculo, uma vez que as manobras do tipo II são constituídas de semi-círculos. A Equação (4.11) apresenta o cálculo desenvolvido.

$$r_{circ}^2 = (x - x_{centro})^2 + (y - y_{centro})^2 \quad (4.11)$$

em que:

r_{circ} – Raio da trajetória circular [m];

x_{centro} – Posição longitudinal do centro da trajetória [m];

y_{centro} – Posição lateral do centro da trajetória [m].

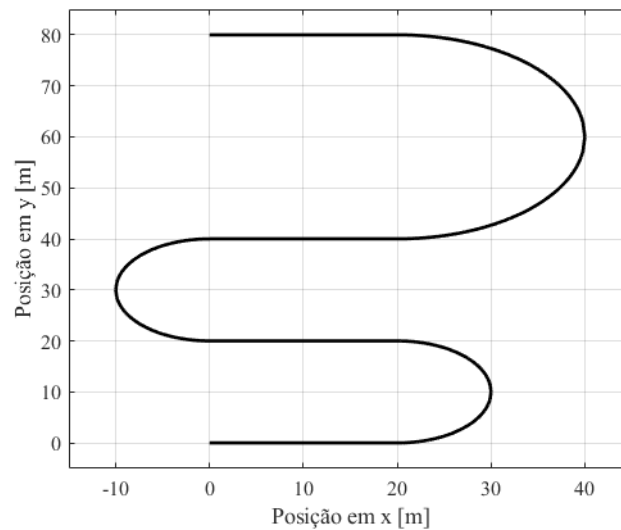


Figura 4.4: Trajetória desejada.

Foi considerado que o trator traciona uma semeadora-adubadora de plantio direto com 5 linhas e massa de 4400 kg. O valor numérico da força de implemento, e consequentemente força de engate para o trator, foi calculado por meio da Equação (3.3), com os parâmetros de uma semeadora-adubadora de plantio direto listados na ASAE D497.6, os quais são detalhados na Tabela 4.3. Para esse estudo, foi considerado solo de granulação fina (F_1), cinco linhas de plantio ($N=5$) e velocidade de 6 km/h ($S=6$ km/h). Nessas condições, obtém-se um valor de força de implemento (D) de 17 kN, que corresponde à força de reboque (R_{hx}) aplicada ao trator.

Tabela 4.3: Parâmetros para cálculo de força de implemento. Adaptado de ASAE (2009).

Implemento	Parâmetros do implemento			Parâmetros do solo		
	A	B	C	F ₁	F ₂	F ₃
Semeadora-adubadora	3400,0	0,0	0,0	1,0	0,94	0,82

Em operações de campo, os implementos só operam durante a passagem na linha de plantio. Nas manobras de cabeceira, as ferramentas do implemento perdem o contato com o solo. Dessa forma, a força de implemento passa a ser nula e a massa do implemento torna-se uma carga adicional ao trator. Nas simulações, essa condição foi emulada, ou seja, quando o veículo está percorrendo um percurso retilíneo há atuação de força de reboque e nenhuma massa adicional carrega o veículo. Quando o veículo percorre uma trajetória circular, a força de engate é nula e há a adição de uma massa extra ($m_{implemento}$) à massa do veículo (m), correspondente à massa da semeadora-adubadora.

Durante as otimizações, considerou-se que o trator parte do repouso com posição inicial na origem do sistema de coordenadas. O trator deve seguir a trajetória desejada, mantendo sua velocidade resultante em 6 km/h, aproximadamente 1,667 m/s. A velocidade resultante é a magnitude resultante da soma vetorial das velocidades na direção x (v_x) e y (v_y), como apresentado na Equação (4.12). O tempo adotado para cada simulação foi de 123 segundos. Não foram consideradas resistências aerodinâmicas, pois o veículo opera em baixas velocidades.

$$v_{resultante} = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \quad (4.12)$$

4.2.4 Parâmetros dos controladores *fuzzy* otimizados

O processo de otimização dos controladores *fuzzy* apresentou valores de parâmetros para o controle que resultaram em um controle ótimo para as condições simuladas. A Figura 4.5 (a), (b) e (c) apresentam as funções de pertinência resultantes do processo de otimização para as variáveis de entrada do controlador de trajetória, sendo posição x, posição y e erro de posição, respectivamente. A Figura 4.5 (d) ilustra as funções de pertinência para a variável de saída do controlador *fuzzy* de trajetória, correspondente ao esterçamento.

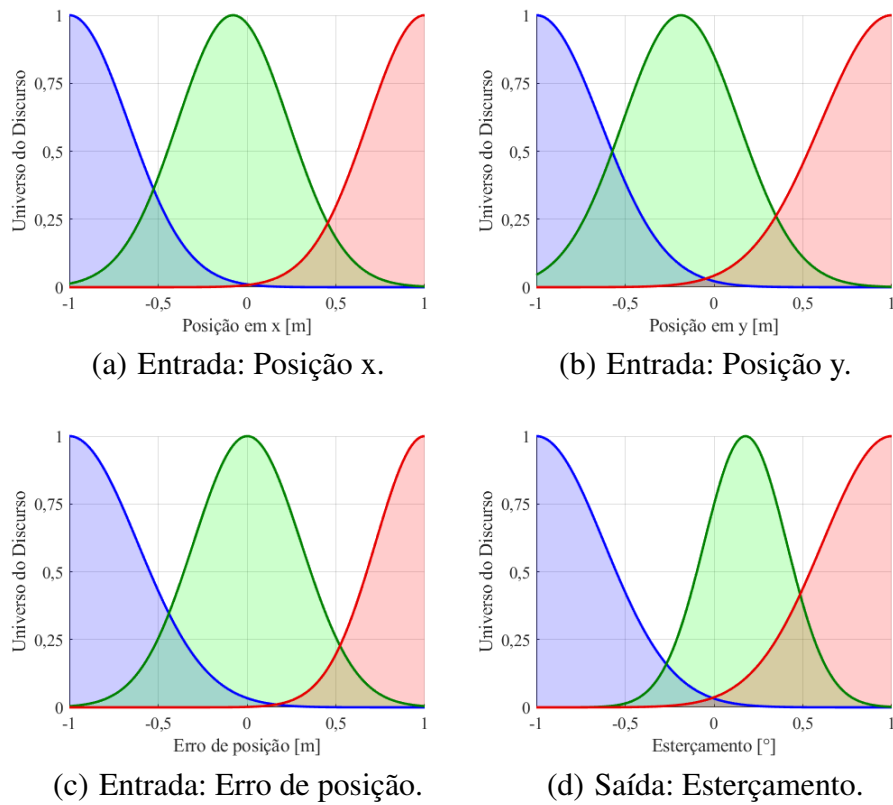


Figura 4.5: Funções de pertinência para as variáveis de entrada e de saída do controlador *fuzzy* para controle de trajetória.

As funções de pertinência para as variáveis de entrada do controlador *fuzzy* para controle de velocidade são apresentadas na Figura 4.6 (a) e (b), que correspondem, ao erro de velocidade e à velocidade resultante do veículo, respectivamente. Por fim, as Figura 4.6 (c) e (d) apresentam as funções de pertinência otimizadas para as variáveis de saída do controlador *fuzzy* de velocidade, as quais correspondem às porcentagens do torque máximo no eixo dianteiro e no eixo traseiro, respectivamente.

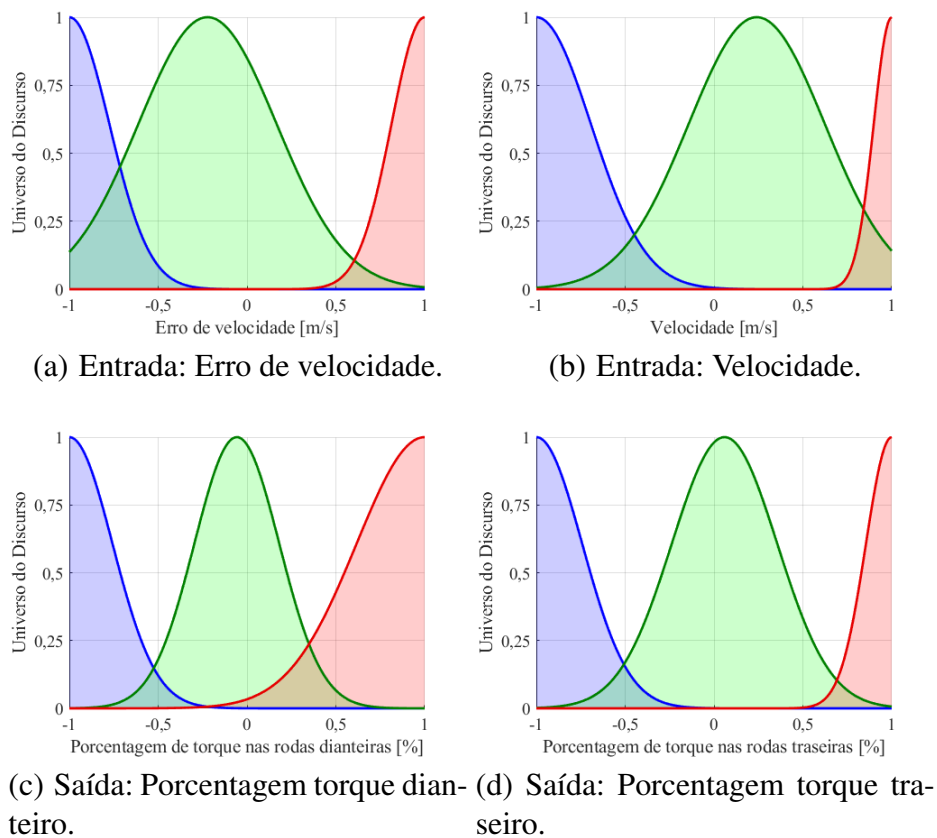


Figura 4.6: Funções de pertinência para as variáveis de entrada e de saída do controlador *fuzzy* para controle de velocidade.

4.3 Implementação dos controladores propostos

Nesta etapa, os controladores propostos (PID e *fuzzy* otimizado) foram implementados no Simulink/MatLab™ e foram conduzidas simulações para verificar a eficiência dos controles desenvolvidos. A seguir são apresentadas as principais características e condições iniciais adotadas nas simulações.

4.3.1 Trator agrícola

Na etapa de implementação e simulação dos controladores, o veículo simulado foi um trator Agrale modelo BX 6180, cujas principais dimensões e características são apresentadas na Tabela 4.2. Na simulação usando os controladores PID, foi considerado um veículo 4x2 com tração traseira, devido à saída do PID ser única, como mencionado anteriormente. Nas simulações em que foram utilizados controladores *fuzzy*, foi simulado um trator com tração nas quatro rodas, com torque iguais para os pneus de um mesmo eixo.

4.3.2 Solos

A textura de um solo constitui uma de suas características mais importantes e tem grande influência no seu comportamento mecânico. A classificação de um solo em relação à sua textura é definida pela proporção de areia, silte e argila em sua composição (Nash *et al.*, 2022). De acordo com Koorevaar *et al.* (1983), existem 12 tipos de classificação possíveis para um solo em relação à sua textura. Com o objetivo de verificar a sensibilidade dos controladores desenvolvidos em relação às características da superfície de rolagem, foram simulados cinco tipos de solos, os quais são descritos na Tabela 4.4. Nessa tabela também é possível verificar a nomenclatura utilizada para designar os diferentes solos, visando uma representação mais simples na etapa de resultados. O solo franco é um solo constituído de proporções iguais de areia, silte e argila. O solo franco arenoso é composto de argila, silte e uma maior composição de areia. Os solos argiloso, arenoso e silte, são compostos apenas de argila, areia e silte, respectivamente (Koorevaar *et al.*, 1983). Os parâmetros de Bekker, assim como outras informações necessárias, dos cinco tipos de solo simulados também são apresentados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4: Parâmetros característicos dos solos utilizados nas simulações.

Parâmetros	Franco (Vieira <i>et al.</i> , 2022)	Franco arenoso (Vieira <i>et al.</i> , 2022)	Argiloso (Vieira <i>et al.</i> , 2022)	Arenoso (Vieira <i>et al.</i> , 2022)	Silte (Battiato, 2014)
Nomenclatura n	Solo 1	Solo 2	Solo 3	Solo 4	Solo 5
Expoente de penetração n	0,90	0,7	0,5	1,08	0,77
Coefficiente de pressão-penetração k_c [kN/m ⁿ⁺¹]	73,70	5,30	13,20	1,00	298,2
Coefficiente de pressão-penetração k_ϕ [kN/m ⁿ⁺²]	5786,8	1515,0	692,2	1528,6	479,0
Módulo de coesão do solo c [kPa]	22,67	1,70	4,14	0,20	15,9
Ângulo de atrito interno do solo ϕ [°]	22,0	29,00	13,0	27,0	25,6
Coefficiente de deformação cisalhante k_x [m]	0,015	0,025	0,01	0,024	0,01
Coefficiente de deformação cisalhante k_y [m]	0,015	0,025	0,01	0,024	0,01

4.3.3 Trajetória

A trajetória agrícola considerada para as simulações é descrita na seção 4.2.3 e apresentada na Figura 4.4.

4.3.4 Força de Engate

Com o objetivo de verificar a sensibilidade dos controladores em relação à força de reboque aplicada ao trator, foram considerados dois cenários. Em um primeiro momento, foram conduzidas simulações sem nenhuma força de reboque aplicada, ou seja, o veículo não puxa ou empurra qualquer tipo de implemento. Em uma segunda abordagem, foi aplicada uma força de reboque referente à operação de um implemento agrícola que o trator traciona. O implemento considerado foi uma semeadora-adubadora de plantio direto com 5 linhas em operação, cuja força necessária para tracioná-la é de 17 kN, como detalhado na seção 4.2.3.

4.3.5 Informações adicionais

Nas simulações, considerando ambas as estratégias de controle, o trator parte do repouso com posição inicial na origem do sistema de coordenadas. O trator deve seguir a trajetória desejada, mantendo sua velocidade resultante em 6 km/h, aproximadamente 1,667 m/s. O tempo adotado para cada simulação foi de 123 segundos. Não foram consideradas resistências aerodinâmicas, pois o veículo opera em baixas velocidades.

4.4 Resultados da implementação dos controladores PID

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos da simulação utilizando os controladores PID.

4.4.1 Trajetória

A Figura 4.7 apresenta a trajetória desenvolvida pelo trator durante as simulações nos diferentes solos analisados em comparação com a trajetória desejada. A curva tracejada vermelha indica a trajetória desejada. As curvas em linha contínua correspondem às simulações conduzidas considerando força de inplemento nula (representadas por S/I). Por fim, as demais curvas tracejadas representam as simulações em que foi considerada força de inplemento de 17 kN (representadas por C/I). Em termos de resposta do controle, a simulação em todos os solos apresentou praticamente a mesma trajetória, isso é evidenciado pela sobreposição das curvas do gráfico.

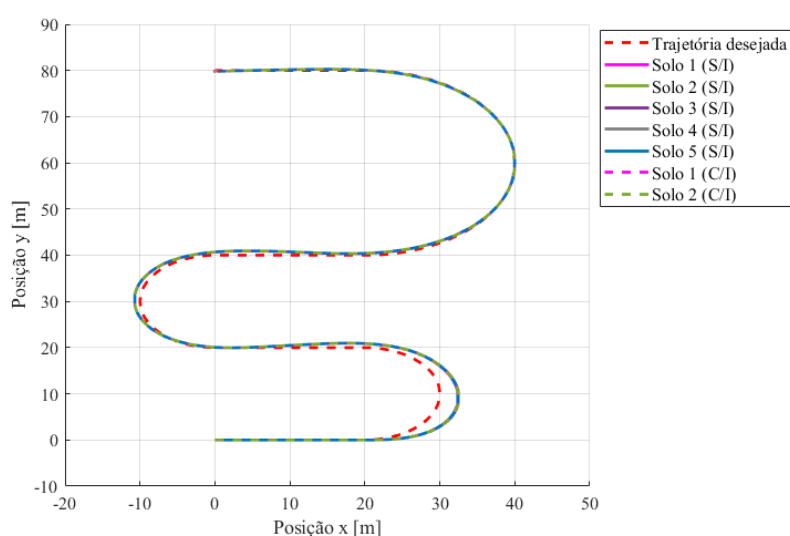


Figura 4.7: Trajetória desenvolvida pelo trator durante simulações controladas por controladores PID.

De forma geral, o controlador PID empregado para o controle da trajetória foi capaz de controlar a posição do veículo, apresentando desvios em relação à trajetória desejada, os quais são mais acentuados durante a primeira e a segunda manobra de cabeceira. Nos percursos correspondentes à primeira e à última linha de plantio, não são observados desvios consideráveis. No entanto, na segunda e terceira linha de plantio verifica-se discrepâncias entre a trajetória realizada e a trajetória desejada.

Na Figuras 4.8 (a) e (b), é possível verificar de forma ampliada as trajetórias desenvolvidas durante a primeira e a segunda manobras de cabeceira, respectivamente, em comparação com a trajetória de interesse. Na primeira manobra há um desvio máximo de posição longitudinal de aproximadamente 2,5 metros para todos os solos analisados. Durante a segunda manobra, o desvio máximo observado na direção longitudinal foi de aproximadamente 0,8 metros.

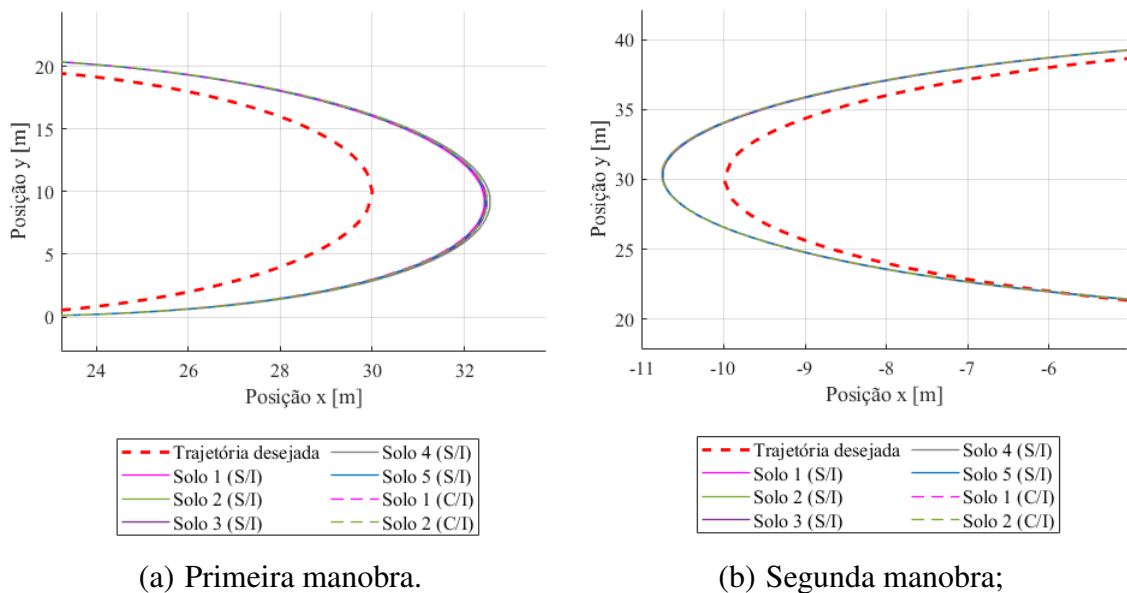


Figura 4.8: Trajetória desenvolvida pelo trator nas manobras de cabeceira durante simulações controladas por controladores PID.

Como pode ser verificado, os resultados da trajetória desenvolvida para as simulações em Solo 3 (C/I), Solo 4 (C/I) e Solo 5 (C/I) não aparecem no gráfico da Figura 4.7. Durante as simulações nesses solos, com a atuação de uma força de implemento de 17 kN, o veículo permaneceu em repouso. Foi observado que o controlador PID entregou um torque ao sistema correspondente à uma força de tração superior à força limite caracterizada pela interação entre o pneu e esses solos. Como visto no Capítulo 2, a interação entre o solo e o pneu durante o movimento estabelece algumas limitações de força aplicada no pneu. A Figura 2.9 mostra que nas curvas de força longitudinal em função do escorregamento longitudinal, há uma força máxima que pode ser aplicada ao pneu, a qual está associada ao escorregamento de 100%. Qualquer força aplicada acima dessa força limite, não irá gerar movimento ao pneu, uma vez que ele já atingiu o máximo de escorregamento possível. Em termos práticos, é como se o pneu atolasse no

solo. Dessa forma, por mais que o controle PID consiga calcular o torque requerido para o veículo se movimentar, a limitação oriunda da interação pneu-solo não permite que o movimento aconteça, uma vez que a força necessária para o movimento excede a força máxima desenvolvida pelo pneu. Em termos físicos, esses resultados mostram que o Solo 3, Solo 4 e Solo 5 não são capazes de suportar o movimento de um trator das dimensões consideradas tracionando um implemento com a força equivalente de 17 kN. Esse resultado não invalida o controle PID desenvolvido, ele evidencia as limitações oriundas da interação pneu-solo determinadas pela composição de cada solo.

Para avaliar a eficiência do controlador PID para o controle de trajetória, em termos matemáticos, foi calculada o erro RMSE da trajetória para cada solo analisado. O erro RMSE, nesse caso, é calculado para as posições x e y , conforme a Equação (4.8). Os valores de erro RMSE de trajetória calculados para as simulações são vistos na Tabela 4.5.

Tabela 4.5: Erro RMSE de trajetória para simulações controladas por controladores PID

	Solo 1 (S/I)	Solo 2 (S/I)	Solo 3 (S/I)	Solo 4 (S/I)	Solo 5 (S/I)	Solo 1 (C/I)	Solo 2 (C/I)
$RMSE_{\text{trajetória}} [m]$	5,29	5,36	5,36	5,47	5,30	5,31	5,38

Verifica-se que os erros RMSE de trajetória apresentam valores próximos para os cinco solos simulados e para as duas condições de implemento adotadas. O maior valor de erro observado foi de 5,47 metros correspondente ao movimento em Solo 4 (S/I). O menor valor de erro RMSE de trajetória foi verificado durante a simulação em Solo 1 (S/I), sendo um valor de 5,29 metros. Os valores de erro RMSE de trajetória obtidos são elevados, eles indicam que em média a posição real do trator está cerca de 5 metros distante da posição desejada, o que em termos de operação é um desvio muito grande, uma vez que os implementos devem realizar a operação em áreas demarcadas. O que torna esses erros elevados são os desvios que o veículo apresenta na primeira manobra de cabeceira. Como o cálculo do erro de trajetória é feito ponto a ponto com base no erro de posições x e y , os desvios de posição elevados resultantes na primeira manobra se acumulam com os desvios menores da segunda e terceira manobra, aumentando o valor de erro de trajetória total.

O escorregamento dos pneus do trator é um parâmetro que influencia no desempenho do veículo e no consumo de combustível (Moitzi *et al.*, 2013). Dessa forma, é importante analisar o escorregamento longitudinal desenvolvido em cada pneu durante o movimento. De acordo com Janulevičius *et al.* (2018), valores pequenos de escorregamento, menores que 7%, indicam que o trator utilizado é muito pesado para o trabalho desenvolvido, ou seja, o trator é superior ao que o trabalho exige. Por outro lado, escorregamentos muito elevados causam destruição intencional do solo, além de diminuir o desempenho do veículo e aumentar o consumo de combustível (Moitzi *et al.*, 2013). Além disso, como dito anteriormente, escorregamentos muito elevados, em termos práticos, indicam que o pneu atolou no solo. De acordo com Serrano *et al.* (2009), as

melhores condições de desempenho de veículos em solos deformáveis são alcançadas quando o escorregamento longitudinal dos pneus está entre 7% e 15%. A ASABE, por meio da norma ASAE D497.6, indica que o veículo atinge máxima eficiência de tração em solos deformáveis para valores de escorregamento dos pneus entre 14% e 16%. A Figura 4.9 apresenta o escorregamento longitudinal verificado nos pneus traseiro esquerdo (T.E) e traseiro direito (T.D), para movimento em Solo 2 (S/I), considerando o emprego de controladores PID. Verifica-se que o valor de escorregamento nesses pneus variam de 0,8% a 4,8%. No entanto, o comportamento de escorregamento longitudinal ao longo do tempo do pneu esquerdo difere do pneu direito.

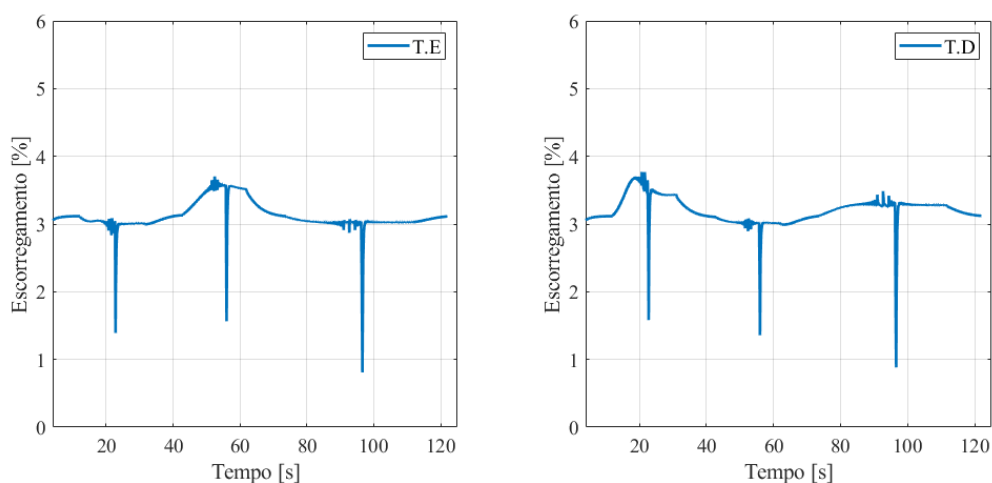


Figura 4.9: Escorregamento nos pneus traseiros para simulação em Solo 2 (S/I) controlada por controladores PID.

As diferenças entre os escorregamentos apresentados nos pneus esquerdo e direito é devido a distribuição de cargas que ocorre quando o veículo realiza uma curva, de modo que o escorregamento é maior para os pneus que possuem maior carga. De acordo com Itoh *et al.* (1995), durante curvas, a força normal exercida nos pneus externos às curvas tendem a ser maiores do que a força normal atuando nos pneus internos às curvas. A Figura 4.9 mostra que o veículo começa a esterçar para realizar a primeira manobra de cabeceira por volta de 12 segundos de movimento. Nesse momento, verifica-se um aumento do escorregamento longitudinal para o pneu traseiro direito, ao mesmo tempo em que o escorregamento do pneu traseiro esquerdo sofre redução. Este é um comportamento esperado, uma vez que a primeira curva da trajetória é uma curva à esquerda. Dessa forma, a força normal atuando nos pneus direitos deve ser maior do que a força normal atuando nos pneus esquerdos. O comportamento do escorregamento verificado reflete essa relação de distribuição de forças entre o eixo direito e esquerdo durante as curvas. De forma análoga, esse fenômeno também ocorre para as curvas à direita e à esquerda durante a segunda e a terceira manobras de cabeceira, respectivamente. Os valores de escorregamento longitudinal encontrados para esse movimento mostram que o trator utilizado é superdimensionado para essa operação, como apontado por Janulevičius *et al.* (2018). Isso é esperado, pois o trator simulado tem grandes dimensões e é projetado para tracionar implemen-

tos no campo. Como nenhum implemento foi considerado na simulação em Solo 2 (S/I), fica evidente que se trata de um trator pesado para uma tarefa que não exige grande esforço.

O escorregamento longitudinal dos pneus verificados durante a simulação em Solo 2 (C/I) são ilustrados na Figura 4.10. Em ambos os pneus, esquerdo e direito, observa-se um pico de escorregamento de aproximadamente 25% nos instantes iniciais do movimento. Esses picos de escorregamento estão relacionados aos esforços necessários para tirar o trator, juntamente com o implemento, do repouso. Uma vez que o veículo sai do repouso, observa-se uma redução do escorregamento nos pneus que passam a oscilar entre 1,3% e 12%. Como esperado, a faixa de escorregamento obtidas com o uso do implemento é maior do que a observada para as simulações que não consideraram a força de implemento. Isso acontece porque a ação do implemento aumenta a carga nos pneus, resultando em um aumento do escorregamento.

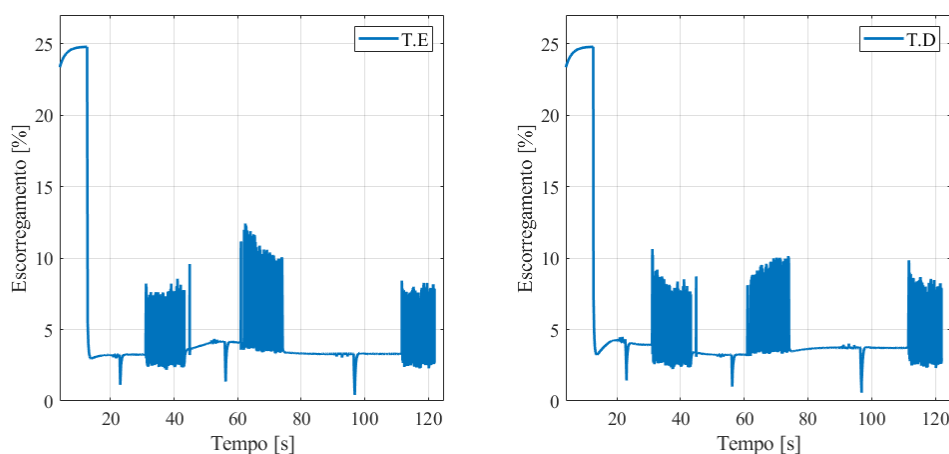


Figura 4.10: Escorregamento nos pneus traseiros para simulação em Solo 2 (C/I) controlada por controladores PID.

Os resultados de escorregamento longitudinal dos pneus em função do tempo para as simulações em que foram empregados controladores PID para as outras condições de solo e implemento são visualizados nas Figuras B.1, B.2, B.3, B.4 e B.5 do Apêndice B. Esses resultados revelam que o comportamento geral de escorregamento longitudinal ao longo do tempo é similar ao descrito para o Solo 2 (S/I) e Solo 2 (C/I). As principais diferenças entre os resultados para as diferentes condições simuladas são as faixas de valores em que o escorregamento longitudinal varia ao longo do tempo. Essas diferenças são resultados das composições do solo, as quais interferem na interação pneu-solo.

A saída do controlador de trajetória é o esterçamento do veículo. A Figura 4.11 apresenta o esterçamento das rodas dianteiras do trator durante a simulação para as condições de solo e implemento analisados. O gráfico mostra que para a primeira e segunda manobra foi necessário um esterçamento máximo de aproximadamente 22° . Durante a terceira manobra, o controle tem como saída um esterçamento máximo de aproximadamente 11° para que o veículo realize a curva com raio de 20 metros.

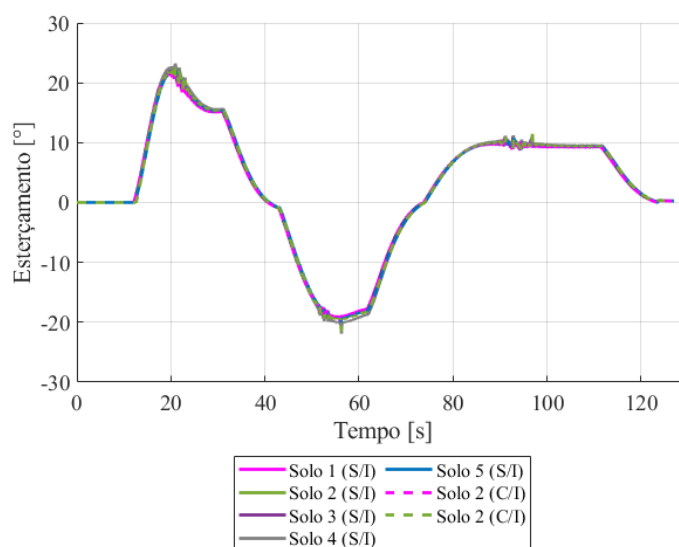


Figura 4.11: Esterçamento de saída dos controladores PID durante as simulações.

Os resultados de trajetória revelam que o controlador PID não foi capaz de controlar de forma satisfatória a trajetória do veículo para seguir o percurso desejado. Embora os comportamentos observados de esterçamento e escorregamento dos pneus sejam compatíveis com o esperado, os elevados erros RMSE de trajetória revelam a não eficiência do controlador PID empregado para a correção de posição do veículo.

4.4.2 Velocidade

A Figura 4.12 apresenta a velocidade desenvolvida pelo trator durante as simulações, utilizando controladores PID, em comparação com a velocidade desejada de 6 km/h (1,667 m/s). Os resultados mostram que o veículo parte do repouso e em alguns instantes tem a sua velocidade estabilizada. O tempo para atingir a estabilização da velocidade é diferente para cada solo. Para as simulações em que foram consideradas força de implemento nula, com exceção do solo 5 (S/I), é observado um pico de velocidade desenvolvido pelo trator antes da estabilização, o qual é mais acentuado para o movimento em Solo 3 (S/I), com magnitude de cerca de 2,2 m/s. Devido ao pico de velocidade, o Solo 3 (S/I) foi o que apresentou maior tempo para atingir a estabilização da velocidade, cerca de 9 segundos. Todos os outros solos sem a ação do implemento atingiram a estabilização da velocidade em menos de 5 segundos de movimento.

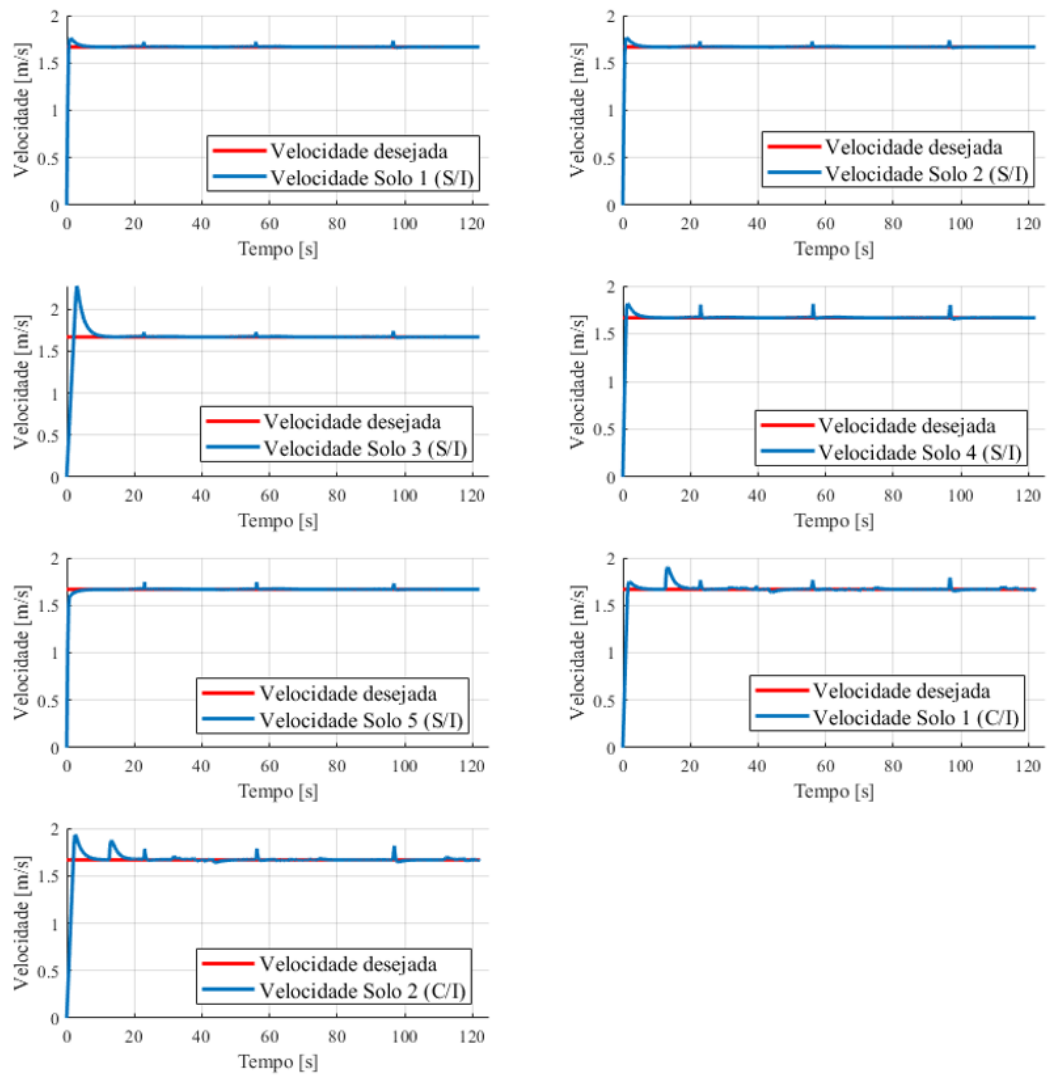


Figura 4.12: Velocidade desenvolvida pelo trator durante simulações controladas por controladores PID.

Em relação aos solos simulados com a ação do implemento, Solo 1 (C/I) e Solo 2 (C/I), observa-se dois picos de velocidade antes da estabilização, eles têm a sua velocidade estabilizada após cerca de 18 segundos do início do movimento. As diferenças observadas nas respostas de velocidade para simulação nos diferentes solos são resultado do comportamento que esses solos têm frente ao carregamento veicular em função de suas composições, que resultam em diferentes resistências e respostas ao movimento.

Após a estabilização da velocidade, verifica-se, em todas as simulações realizadas, outros três pequenos picos durante o movimento, os quais não ultrapassam 1,8 m/s. Esses picos são correspondentes às 3 manobras de cabeceira que o veículo realiza. Como mencionado anteriormente, durante as manobras de cabeceira, há um aumento de velocidade do trator na direção lateral, o que eleva a velocidade resultante do veículo. O controlador leva alguns instantes para identificar esse aumento de força lateral e reduzir o torque para reestabelecer a velocidade, con-

forme o valor de interesse. Sendo assim, os picos de velocidade verificados são resultado de uma limitação do controle utilizado. Nas operações reais os implementos agrícolas não realizam operação no campo durante as manobras de cabeceira, não havendo a necessidade de que operem com uma velocidade muito limitada ao realizarem essas manobras. Dessa forma, esses picos de velocidade durante as manobras de cabeceira são tolerados e não interferem negativamente na operação do trator, não invalidando a aplicação do controle de velocidade desenvolvido.

Assim como foi feito para a trajetória, foram calculados os erros RMSE de velocidade associados ao movimento em cada solo considerado nas simulações controladas com controladores PID. A Equação (4.9) foi utilizada para o cálculo do erro RMSE de velocidade.

A Tabela 4.6 apresenta os erros RMSE de velocidade resultantes das simulações empregando controladores PID, levando em conta todo o tempo de simulação. O erro RMSE de velocidade varia de 0,061 m/s, para a simulação em Solo 1 (S/I), até 0,140 m/s, correspondente ao movimento em Solo 3 (S/I). Os valores de erro RMSE de velocidade para os diferentes solos são distintos. Isso se deve aos picos de velocidade verificados nos instantes iniciais de movimento de valores diferentes para as condições simuladas. Uma forma de analisar o controle para os diferentes solos de forma mais homogênea é desconsiderar o tempo de estabilização e calcular o erro somente a partir do instante em que o veículo já teve sua velocidade estabilizada.

Tabela 4.6: Erro RMSE de velocidade para simulações controladas por controladores PID.

	Solo 1 (S/I)	Solo 2 (S/I)	Solo 3 (S/I)	Solo 4 (S/I)	Solo 5 (S/I)	Solo 1 (C/I)	Solo 2 (C/I)
$RMSE_{velocidade} [m/s]$	0,061	0,064	0,140	0,088	0,062	0,107	0,128
$RMSE_{velocidade} [km/h]$	0,220	0,231	0,512	0,315	0,222	0,388	0,460

Os erros RMSE de velocidade para as simulações do movimento do trator utilizando controladores PID, desconsiderando os momentos iniciais até que a velocidade constante seja atingida, estão apresentados na Tabela 4.7. A partir desses resultados, observa-se que os erros RMSE de velocidade, ao desconsiderar o tempo de estabilização da velocidade, são inferiores aos erros calculados para todo o período da simulação, como era esperado. Além disso, os erros RMSE de velocidade para os diferentes solos ficaram mais próximos, indicando que, em termos de velocidade, o maior desafio do controle ocorre nos momentos iniciais, correspondendo fisicamente ao processo de tirar o trator do repouso. Esse efeito é mais pronunciado nos movimentos realizados nos Solos 1 (C/I), Solo 2 (C/I) e Solo 3 (S/I), uma vez que o tempo necessário para atingir a estabilização da velocidade nesses solos é maior do que nos outros solos. Os erros RMSE de velocidade observados são baixos e estão, principalmente, associados aos picos de velocidade, que, como mencionado anteriormente, estão ligados às manobras de cabeceira. De maneira geral, os resultados de velocidade obtidos nas simulações para os cinco solos são satisfatórios, apresentando valores mínimos de erro RMSE, o que evidencia a eficácia do controlador PID utilizado para o controle da velocidade do trator.

Tabela 4.7: Erro RMSE de velocidade desconsiderando tempo de estabilização para simulações controladas por controladores PID.

	Solo 1 (S/I)	Solo 2 (S/I)	Solo 3 (S/I)	Solo 4 (S/I)	Solo 5 (S/I)	Solo 1 (C/I)	Solo 2 (C/I)
$RMSE_{velocidade} [m/s]$	0,005	0,005	0,005	0,01	0,005	0,011	0,013
$RMSE_{velocidade} [km/h]$	0,017	0,019	0,019	0,036	0,018	0,042	0,047

O controlador de velocidade tem como saída o torque em cada roda motriz do trator. A Figura 4.13 apresenta os gráficos de torques resultantes no eixo motriz do trator (somatório de torque de todas as rodas motrizes) em função do tempo, necessário para manter a velocidade desejada do veículo. Para todos os solos simulados, verifica-se um pico de torque inicial que corresponde ao esforço necessário para tirar o veículo do repouso, sendo que esses valores divergem para os diferentes solos. Após atingir a estabilidade, observa-se três vales na curva de torque, esses vales correspondem às manobras de cabeceira. Como já citado, nas manobras de cabeceira há um aumento da força lateral, o que aumenta a velocidade resultante (como verificado nos gráficos da Figura 4.12). Como o objetivo do controlador é manter a velocidade constante, ao identificar um pico de velocidade, ele diminui o torque de entrada. Para uma análise mais detalhada dos resultados, a média dos torques totais foi calculada para cada condição simulada. Para esse cálculo não foram considerados os picos de torque iniciais do movimento. Os resultados das médias dos torques são apresentados na Tabela 4.8.

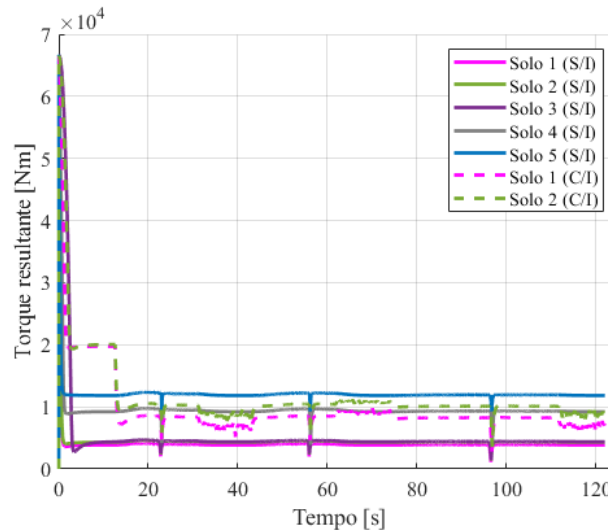


Figura 4.13: Torque resultante nas rodas motrizes do trator durante simulações controladas por controladores PID.

Tabela 4.8: Torque resultante médio nas rodas motrizes do trator durante simulações controladas por controladores PID.

	Solo 1 (S/I)	Solo 2 (S/I)	Solo 3 (S/I)	Solo 4 (S/I)	Solo 5 (S/I)	Solo 1 (C/I)	Solo 2 (C/I)
$T_{total}^- [Nm]$	3900	4300	4400	9300	11950	8800	10500

Observa-se que os valores médios de torque necessários para movimentar o trator são diferentes para cada condição simulada. O movimento em Solo 5 (S/I), por exemplo, exige um torque mais elevado do que o movimento em qualquer outro solo. Isso revela que o Solo 5 oferece maior resistência ao movimento do que os outros solos, exigindo assim um torque mais elevado nas rodas motrizes do veículo para movimentá-lo. Os diferentes valores de torque necessários para o movimento em diferentes solos estão atrelados à composição de cada solo, o que influencia na sua resposta ao carregamento veicular. A força de implemento que o trator traciona também influencia no torque requerido para o seu movimento. Como pode ser verificado, a ação do implemento de 17 kN no Solo 1, aumenta o torque requerido em 4900 Nm. Em relação ao Solo 2, a força de implemento imposta, exige um torque de 6200 Nm maior do que o movimento sem implemento.

4.5 Resultados da implementação dos controladores *fuzzy*

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos da simulação utilizando os controladores *fuzzy* otimizados para controle de trajetória e velocidade do trator agrícola.

4.5.1 Trajetória

A Figura 4.14 apresenta a trajetória desenvolvida pelo trator durante as simulações de movimento para as condições de solo e implemento consideradas, com controladores *fuzzy* otimizados implementados para o controle da trajetória e da velocidade. As curvas do gráfico para as diferentes condições simuladas estão sobrepostas revelando que a resposta de trajetória foi muito semelhante para os diferentes casos estudados. A sobreposição das linhas de trajetórias desenvolvidas e trajetória desejada revelam que o controle foi capaz de controlar a posição do trator, tanto nos percursos equivalentes às linhas de plantio, quanto nas manobras de cabeceira, para todas as condições simuladas.

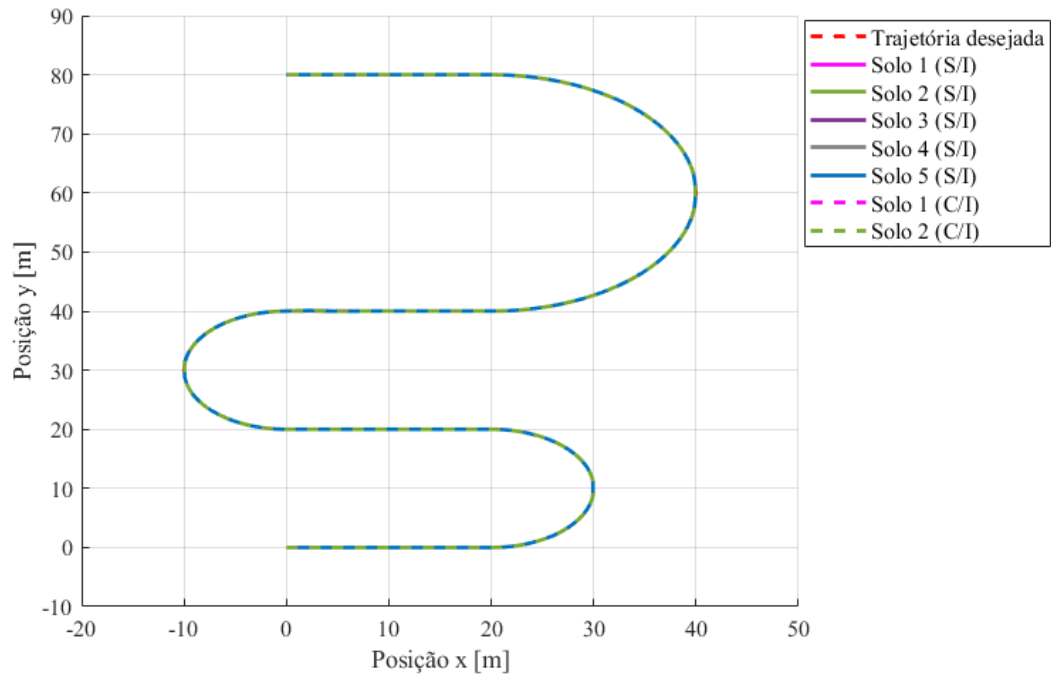


Figura 4.14: Trajetória desenvolvida pelo trator durante simulações controladas por controladores *fuzzy* otimizados.

As Figuras 4.15 (a), (b) e (c) apresentam ampliações do gráfico de trajetória desenvolvida pelo trator na primeira, segunda e terceira manobra de cabeceira, respectivamente, para as sete combinações de solo e implemento simuladas. Em relação aos desvios da trajetória desejada, na primeira manobra verifica-se um desvio máximo de 0,012 metros, correspondente ao Solo 5 (S/I). Na segunda manobra, o maior desvio se deu durante a simulação em Solo 4 (S/I), apresentando um erro de 0,011 metros em relação à trajetória desejada. Por fim, durante a terceira manobra, o movimento em Solo 3 (S/I) foi o que mais se distanciou da trajetória de interesse, resultando em uma diferença de posição de aproximadamente 0,011 metros da trajetória desejada.

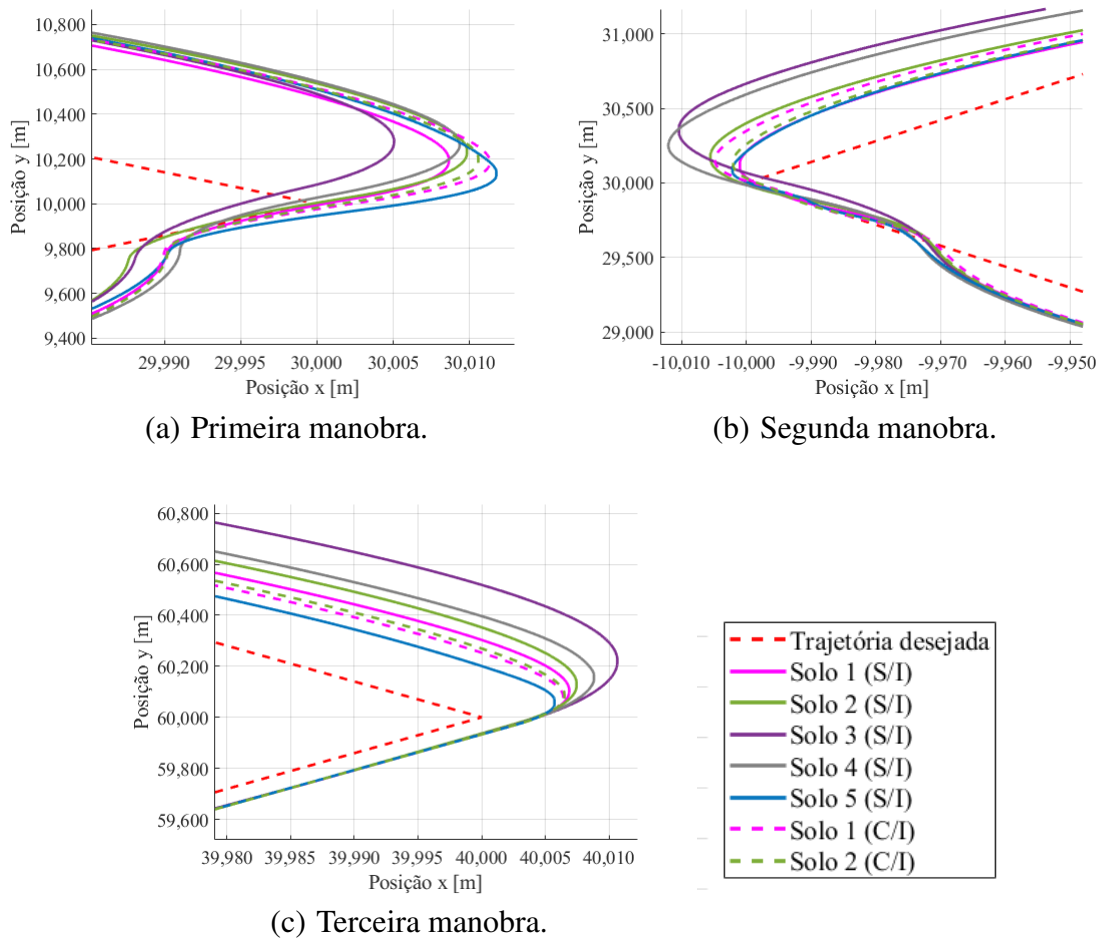


Figura 4.15: Trajetória desenvolvida pelo trator nas manobras de cabeceira durante simulações controladas por controladores *fuzzy* otimizados.

Os erros RMSE de trajetória para as simulações controladas por controladores *fuzzy* otimizados foram calculados e são dispostos na Tabela 4.9. Os erros RMSE de trajetória resultantes variam de 0,031 metros, para movimento em Solo 1, a 0,034 metros, correspondente ao movimento em Solo 4 (S/I). Isso significa que se for considerada qualquer uma das combinações de solo e implemento simuladas, em um dado instante de tempo, o trator pode estar a menos de 3,5 centímetros de distância da posição desejada. Os valores de erro RMSE de trajetória associados aos controladores *fuzzy* utilizados são mínimos, evidenciando a eficiência do controlador otimizado para o controle da trajetória. Além disso, o fato de apresentar resultados satisfatórios para os cinco solos analisados e para as duas condições de implemento adotadas, mostra a robustez do controle desenvolvido para essas características do sistema. O controlador *fuzzy* desenvolvido apresentou melhor eficiência no controle de trajetória do que o controlador PID, sendo que o erro RMSE de trajetória para os controladores *fuzzy* são cerca de 150 vezes menores do que aqueles apresentados pelos controladores PID.

Tabela 4.9: Erro RMSE de trajetória para controladores *fuzzy* otimizados.

	Solo 1 (S/I)	Solo 2 (S/I)	Solo 3 (S/I)	Solo 4 (S/I)	Solo 5 (S/I)	Solo 1 (C/I)	Solo 2 (C/I)
$RMSE_{\text{trajetória}} [m]$	0,031	0,031	0,034	0,034	0,033	0,031	0,032

Na Figura 4.16 é possível verificar o ângulo de guinada apresentado pelo trator durante as simulações controladas por controladores *fuzzy* otimizados. Verifica-se que o veículo segue a trajetória e mantém sua orientação consistente com o movimento.

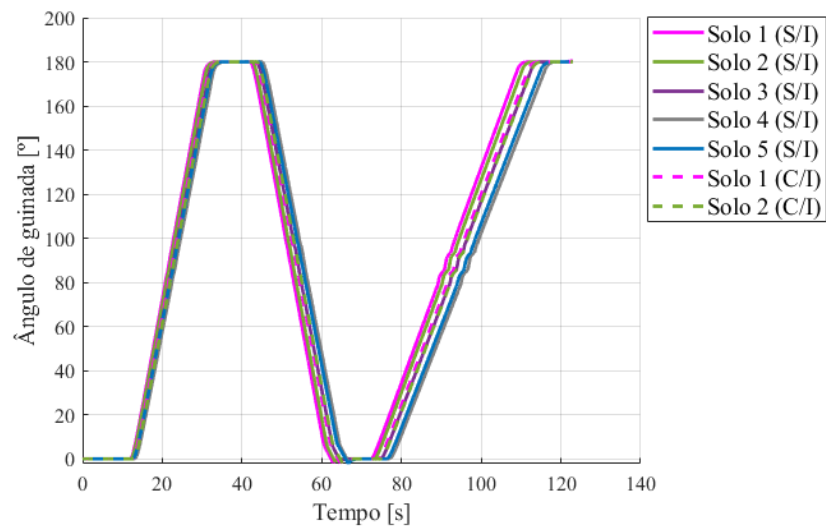


Figura 4.16: Ângulo de guinada desenvolvido pelo trator durante simulações controladas por controladores *fuzzy*.

A Figura 4.17 apresenta o escorregamento desenvolvido nos pneus dianteiro esquerdo (D.E), dianteiro direito (D.D), traseiro esquerdo (T.E) e traseiro direito (T.D) do trator durante a simulação em Solo 2 (S/I). O escorregamento do pneu dianteiro esquerdo varia de 0,003% a 1,87% , enquanto que o pneu dianteiro direito tem valores de escorregamento entre 0.0125% e 2.5%. O escorregamento do pneu traseiro esquerdo varia de 0,01% e 1,87% e do pneu traseiro direito de 0,025% a 2,47%. As discrepâncias de valores de escorregamento entre os pneus esquerdo e direito são resultados da distribuição de cargas durante as curvas, como discutido anteriormente.

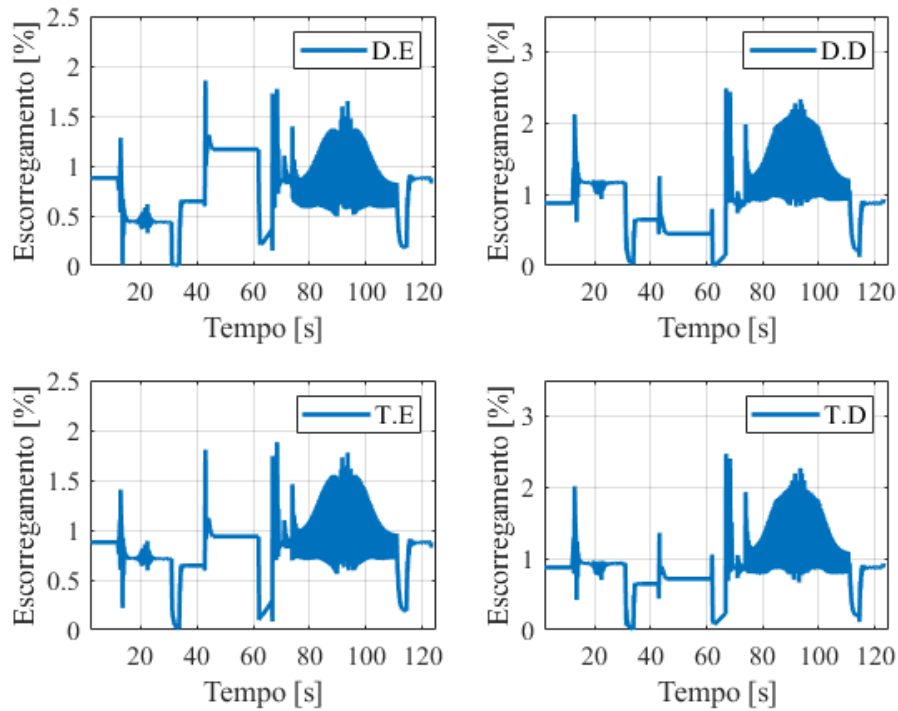


Figura 4.17: Escorregamento nos pneus para simulação em Solo 2 (S/I) controlada por controladores *fuzzy* otimizados.

As curvas de escorregamento dos pneus em função do tempo, resultado da simulação em Solo 2 (C/I), controlada por controladores *fuzzy*, são ilustradas na Figura 4.18. Nesse caso, verifica-se um pico de escorregamento no início do movimento, cerca de 18,5% para os quatro pneus. Em seguida, os pneus esquerdos têm uma oscilação de valores de escorregamento entre 0,04% e 6,8% e os pneus direitos apresentam oscilação de escorregamento entre 0,04% e 9,5%. Os valores de escorregamento para a situação de Solo 2 (C/I) são superiores aos valores observados para condição de Solo 2 (S/I). Isso é esperado, uma vez que o escorregamento está relacionado com as cargas que carregam o pneu, sendo que quanto maior a carga, maior será o escorregamento desse pneu. Na situação Solo 2 (C/I) há a ação de força de implemento, o que aumenta a carga total atuando no veículo.

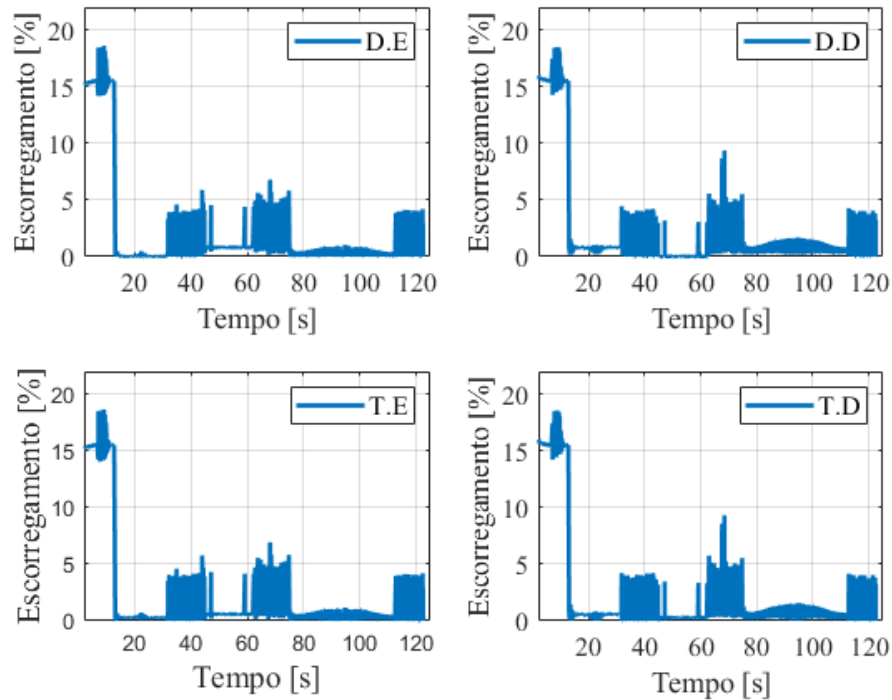


Figura 4.18: Escorregamento nos pneus para simulação em Solo 2 (C/I) controlada por controladores *fuzzy* otimizados.

As curvas de escorregamento do pneu em função do tempo desenvolvido durante as simulações controladas pelos controladores *fuzzy* otimizados, considerando as outras condições de solo e implemento, estão nas Figuras C.1, C.2, C.3, C.4 e C.5 do Apêndice C deste trabalho. De forma geral, o comportamento de escorregamento para as demais simulações é semelhante ao escorregamento verificado no Solo 2 (S/I) e Solo 2 (C/I).

A Figura 4.19 apresenta o esterçamento das rodas dianteiras do trator em função do tempo para simulações em Solo 2 (S/I), controladas por controladores *fuzzy*. O valor de esterçamento das rodas dianteiras oscilou entre $-19,5^\circ$ e $18,5^\circ$, durante o percurso para todas as combinações de solo e implemento simuladas. Verifica-se que não há diferença de esterçamento máximo desenvolvido durante as três manobras, diferente do que foi observado nos resultados da simulação com controladores PID, onde foram verificados ângulos de esterçamento máximo distintos para manobras com diferentes raios de curvatura. As simulações para os outros solos e condições de implemento consideradas apresentou os mesmos valores de esterçamento das rodas dianteiras em função do tempo que os observados para o movimento em Solo 2 (S/I). Esses resultados podem ser visualizados na Figura C.6 do Apêndice C.

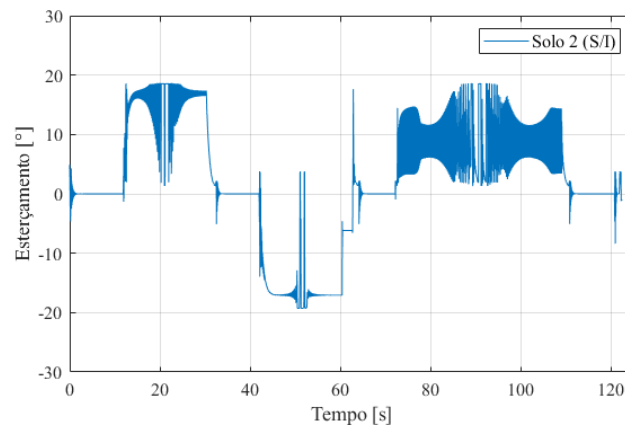


Figura 4.19: Esterçamento em função do tempo para simulações em Solo 2 (S/I) controlada por controladores *fuzzy* otimizados.

Durante as simulações com os controladores *fuzzy*, observou-se que o trator permaneceu em repouso para a análise nas condições de simulação em Solo 3 (C/I), Solo 4 (C/I) e Solo 5 (C/I), assim como ocorreu nas simulações utilizando os controladores PID. Para apresentar mais uma evidência de que a não movimentação do trator se deve às limitações impostas pelo solo, as simulações utilizando controladores *fuzzy* otimizados foram executadas novamente, porém com um valor menor de implemento. Para essa nova análise, foi considerada uma semadora-adubadora de 2 linhas, com massa de 1800kg ($m_{implemento}$). Utilizando a Equação (3.3) e os parâmetros da Tabela 4.3, com $N=2$, tem-se um valor de força de reboque de 6800 N.

A Figura 4.20 apresenta a trajetória desenvolvida pelo trator durante a simulação em Solo 3 e Solo 5, considerando força de implemento de 6800 N. A sobreposição das curvas do gráfico mostram que o controlador foi capaz de controlar a posição do veículo guiando-o pela trajetória desejada.

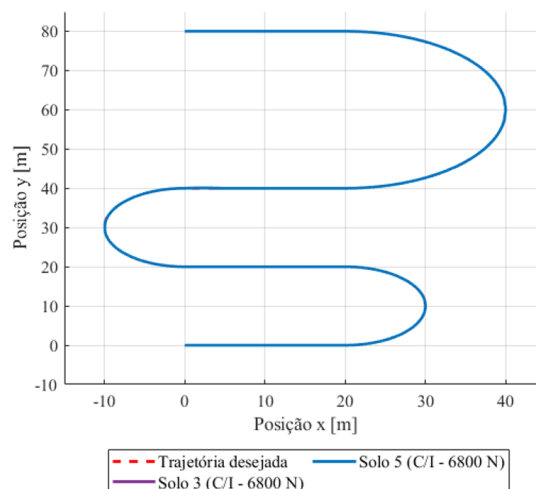


Figura 4.20: Trajetória desenvolvida durante simulação no Solo 3 e Solo 5, considerando força de implemento de 6800 N, controladas por controladores *fuzzy* otimizados.

Os erros RMSE da trajetória para essas condições de simulação são apresentados na Tabela 4.10. Os valores de erros RMSE de trajetória obtidos são pequenos e toleráveis para a aplicação de um trator agrícola. Com esses resultados, é possível concluir que o Solo 3 e o Solo 5 são capazes de suportar o movimento do trator considerado tracionando uma semeadora-adubadora com 2 linhas em operação. No entanto, como visto anteriormente, eles não são capazes de suportar o movimento de um trator tracionando uma semeadora-adubadora de 5 linhas. A simulação em Solo 4, com força de implemento de 6800 N, não apresentou mudanças na posição do trator. Sendo assim, as características do Solo 4 não permitem o movimento de um trator do porte considerado, movendo a semeadora-adubadora de 2 linhas. Esses resultados reforçam o fato de que as limitações impostas pelos fenômenos de interação do solo com o pneu limitam o movimento de veículos sobre os solos.

Tabela 4.10: Erro RMSE de trajetória para simulações controladas por controladores *fuzzy* otimizados com força de implemento de 6800 N.

	Solo 3 (C/I - 6800 N)	Solo 5 (C/I - 6800 N)
$RMSE_{\text{trajetória}} [m]$	0,036	0,035

4.5.2 Velocidade

Nesta seção serão avaliados os resultados de velocidade para as simulações em que foram utilizados controladores *fuzzy* otimizados. As Figuras 4.21 (a) e (b) apresentam a velocidade resultante desenvolvida pelo trator durante as simulações nas condições de solo e implemento analisadas.

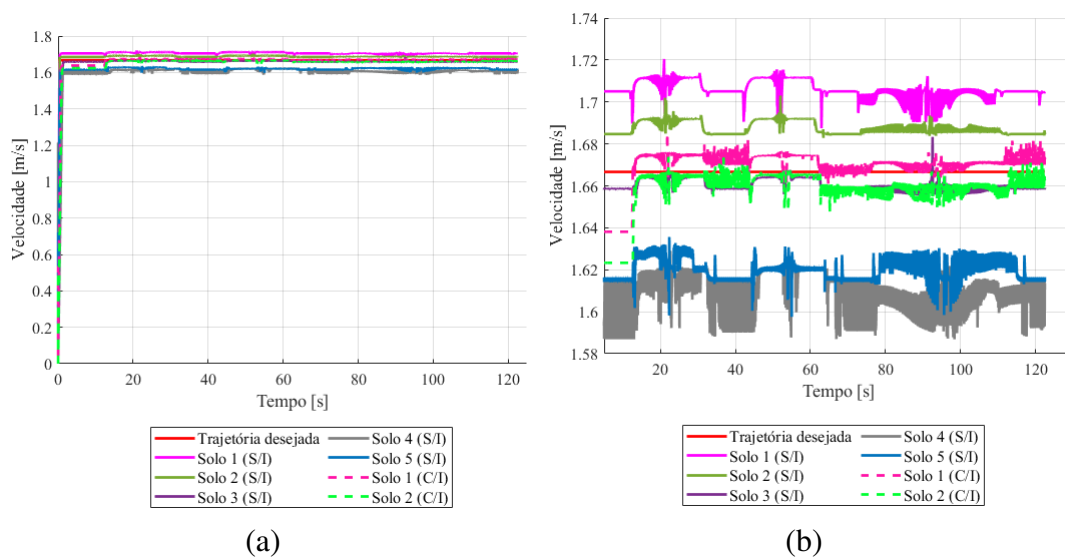


Figura 4.21: Velocidade desenvolvida durante simulações controladas por controladores *fuzzy* otimizados.

Verifica-se que para todas as condições simuladas, o controlador *fuzzy* foi capaz de controlar a velocidade mantendo-a em um valor constante. Não foram observados os picos de velocidade presentes na simulação controlada por controladores PID, isso mostra que o controlador *fuzzy* apresenta um controle mais eficiente de velocidade.

Os erros RMSE de velocidade para as simulações utilizando controladores *fuzzy* são dispostos na Tabela 4.11. Verifica-se que os erros de velocidade variam de 0,060 m/s, correspondente ao movimento em Solo 2 (S/I), a 0,108 m/s para o movimento em Solo 4 (S/I).

Tabela 4.11: Erro RMSE de velocidade para simulações controladas por controladores *fuzzy* otimizados.

	Solo 1 (S/I)	Solo 2 (S/I)	Solo 3 (S/I)	Solo 4 (S/I)	Solo 5 (S/I)	Solo 1 (C/I)	Solo 2 (C/I)
$RMSE_{velocidade} [m/s]$	0,065	0,060	0,096	0,108	0,074	0,075	0,088
$RMSE_{velocidade} [km/h]$	0,235	0,215	0,345	0,389	0,267	0,270	0,318

Se os instantes iniciais de simulação, referentes ao tempo necessário para o veículo sair do repouso e atingir uma velocidade constante, forem desconsiderados no cálculo do erro RMSE de velocidade, obtém-se um valor de erro RMSE de velocidade menor do que aqueles apresentados considerando todo o tempo de simulação, e podem ser utilizados para fins de comparação.

A Tabela 4.12 apresenta os erros RMSE de velocidade para os controladores *fuzzy*, desprezando os instantes iniciais da simulação. Verifica-se valores de erro de velocidade menores do que aqueles calculados para o tempo total de simulação. Eles variam de 0,009 m/s, para movimento em Solo 1 (C/I), a 0,058 m/s para o Solo 4 (S/I).

Tabela 4.12: Erro RMSE de velocidade desconsiderando tempo de estabilização para simulações controladas por *fuzzy* otimizados.

	Solo 1 (S/I)	Solo 2 (S/I)	Solo 3 (S/I)	Solo 4 (S/I)	Solo 5 (S/I)	Solo 1 (C/I)	Solo 2 (C/I)
$RMSE_{velocidade} [m/s]$	0,040	0,021	0,007	0,058	0,047	0,009	0,013
$RMSE_{velocidade} [km/h]$	0,142	0,075	0,025	0,208	0,170	0,032	0,047

Os erros RMSE de velocidade encontrados são mínimos e toleráveis para a aplicação de um trator em campo. Dessa forma, os resultados de trajetória obtidos são satisfatórios, validando o controlador *fuzzy* para o controle de velocidade.

A Figura 4.22 ilustra o torque requerido do sistema durante as simulações controladas por controladores *fuzzy* otimizados, considerando força de implemento nula. Os resultados de torque de entrada total para o movimento considerando força de implemento de 17 kN são mostrados na Figura 4.23. Verifica-se para todas as condições simuladas um pico inicial de torque, que

corresponde ao esforço necessário para tirar o veículo da inércia. Em seguida, o valor de torque tem uma queda e passa a variar durante o movimento.

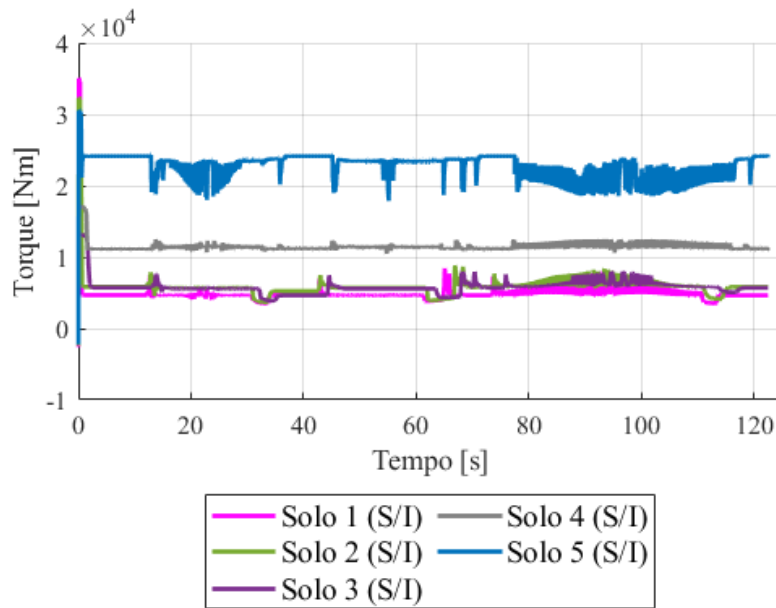


Figura 4.22: Torque resultante das simulações controladas por controladores *fuzzy* otimizados sem a ação de força de implemento.

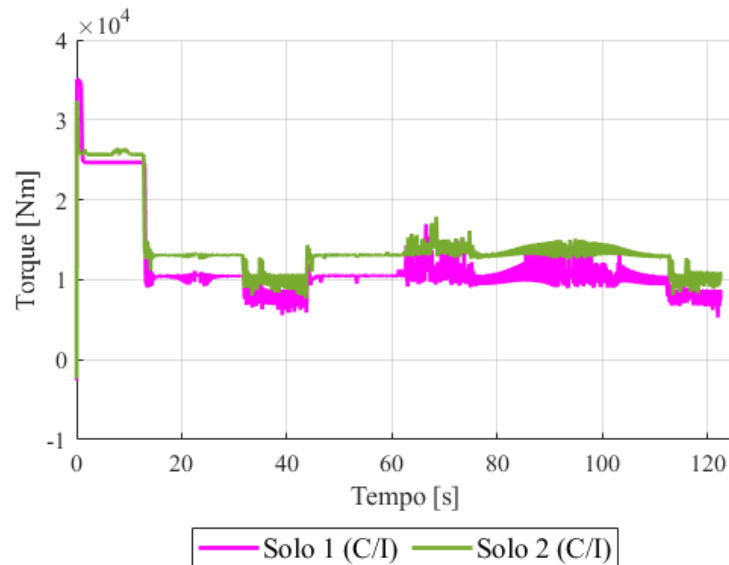


Figura 4.23: Torque resultante das simulações controladas por controladores *fuzzy* otimizados com a ação de força de implemento.

Para uma comparação entre os valores de torque em cada simulação, foi calculado o torque médio total T_{total}^- necessário para movimentar o veículo nos diferentes solos analisados. Para esse cálculo não são considerados os picos de torque iniciais. A Tabela 4.13 contém os

valores das médias de torque necessários para o movimento do trator, com velocidade constante, para as sete condições analisadas.

Tabela 4.13: Torque resultante médio nas rodas motrizes do trator durante simulações controladas por controladores *fuzzy* otimizados.

	Solo 1 (S/I)	Solo 2 (S/I)	Solo 3 (S/I)	Solo 4 (S/I)	Solo 5 (S/I)	Solo 1 (C/I)	Solo 2 (C/I)
$T_{total}^- [Nm]$	4880	5790	5730	11420	22730	11500	14000

Os resultados de torque apresentados mostram que o Solo 1 (S/I) apresentou o menor torque de entrada para a realização do movimento, 4880 Nm. Por outro lado, o movimento em Solo 5 (S/I) exigiu um torque médio de 22730 Nm, sendo o maior torque de entrada verificado entre todas as simulações. Isso mostra que dentre os solos analisados, o Solo 5 é o que apresenta maior resistência ao movimento, sendo necessária uma força maior para que ele se movimente, assim como verificado nas simulações controladas com controladores PID. Analisando a ação do implemento no movimento, verifica-se que para o Solo 1, a ação do implemento resultou em um aumento de torque de 6620 Nm para manter o movimento. Para o Solo 2, o incremento de torque devido à ação do implemento foi de 8210 Nm. Na Figura C.7 do Apêndice C, é possível verificar os torques de entrada em cada eixo do trator durante as simulações.

4.5.3 Análise de sensibilidade dos controladores *fuzzy*

A partir dos resultados já apresentados para as simulações utilizando os controladores *fuzzy* otimizados, foi possível verificar que eles são robustos às condições de solo, à força de implemento sendo tracionado pelo trator e ao raio de trajetória da manobra de cabeceira. Nesta etapa do trabalho, foram conduzidas cinco simulações em que outras características do sistema foram variadas. O objetivo é verificar a sensibilidade dos controladores frente às variações do sistema. Além das características já mencionadas, a posição do CG, o tipo de tração e a dimensão das bitolas do veículo foram variadas. Nas simulações, a posição do CG é determinada pelas variáveis a_f e a_r , que são a posição do CG em relação ao eixo dianteiro e a posição do CG em relação ao eixo traseiro, respectivamente. O tipo de tração do trator foi estabelecido em 4x4 ou 4x2. A Tabela 4.14 mostra as características do sistema consideradas para as simulações executadas, assim como os erros RMSE de trajetória e velocidade para cada condição simulada.

Para as simulações desenvolvidas verificou-se erros RMSE de trajetória variando entre 0,032 metros e 0,043 metros. Esses valores são toleráveis e adequados para aplicação do trator em campo. Os erros RMSE de velocidade variaram entre 0,010 m/s e 0,08 m/s, os quais são valores mínimos e aceitáveis para a operação de um trator agrícola. A análise de sensibilidade mostra que o controlador *fuzzy* otimizado desenvolvido neste trabalho se mostra robusto em relação às características do solo que compoem a superfície de rolagem, à força de implemento

tracionado pelo trator, às características da trajetória e dimensões do trator em análise.

Tabela 4.14: Parâmetros simulados para avaliar a sensibilidade dos controladores *fuzzy*.

	Solo	a_f [m]	a_r [m]	D [kN]	Tração	t_f [m]	t_r [m]	$RMSE_{\text{trajetória}}$ [m]	$RMSE_{\text{velocidade}}$ [m/s]
Simulação 1	Solo 1	2,22	0,95	17	4x4	1,60	1,65	0,032	0,010
Simulação 2	Solo 2	2,22	0,95	17	4x4	3,20	3,20	0,033	0,024
Simulação 3	Solo 3	2,22	0,95	0	4x2	1,60	1,65	0,043	0,067
Simulação 4	Solo 4	1,88	1,23	0	4x4	3,20	3,20	0,032	0,056
Simulação 5	Solo 5	2,22	0,95	0	4x2	3,20	3,20	0,032	0,080

4.6 Aplicação dos controladores *fuzzy* em linhas de plantio reais

Nesta seção os controladores *fuzzy* otimizados propostos foram utilizados em simulações para controlar a trajetória e a velocidade de um trator agrícola, considerando uma situação com coordenadas reais de linhas de plantio. Para a simulação, foram utilizadas as coordenadas de uma área de plantio real, denominada de talhão, localizada na cidade de Matão no estado de São Paulo. A Figura 4.24 apresenta o talhão considerado.



Figura 4.24: Talhão localizado na cidade de Matão-SP. Imagem obtida no software QGIS™.

Foi definida uma trajetória real simplificada para o trator percorrer, considerando as coordenadas geográficas do talhão da Figura 4.24. A trajetória simulada possui 18 linhas conectadas umas às outras por manobras de cabeceira do tipo II, com raio de 10 metros cada uma. A Figura 4.25 apresenta a trajetória desejada, a qual possui comprimento total de aproximadamente 5393

metros. Para simplificar e facilitar a manipulação dos dados, as coordenadas x e y dos pontos geográficos no talhão foram ajustadas pela subtração das coordenadas do ponto de partida. Dessa forma, garante-se que o veículo inicie a trajetória a partir da origem do sistema de coordenadas, como pode ser verificado na Figura 4.25.

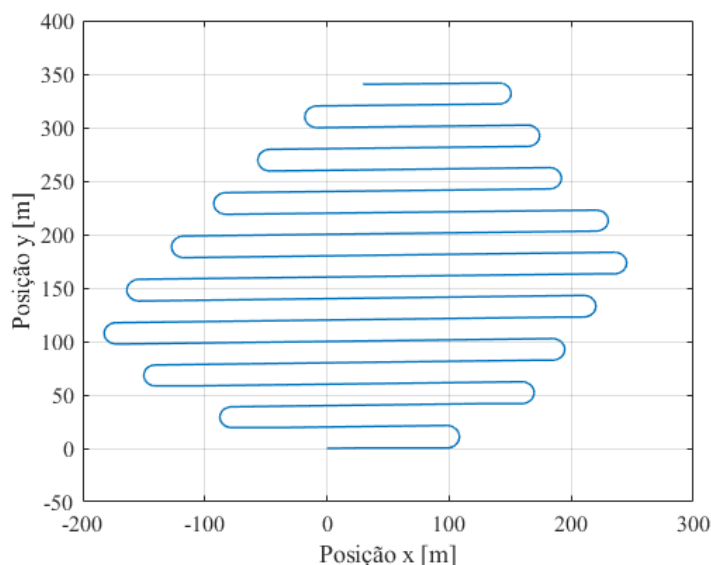


Figura 4.25: Linhas reais de plantio matematicamente descritas no software Matlab™.

Para a simulação foi considerado um trator com as dimensões apresentadas na Tabela 4.2. Foram simulados movimento em Solo 1 e Solo 2, sendo que o veículo parte do repouso, tracionando uma semeadora com 5 linhas em operação, a qual resulta em uma força de implemento (D) de 17 kN.

4.6.1 Resultados de Trajetória

A trajetória desenvolvida pelo trator, considerando a simulação de uma trajetória real de plantio e controladores *fuzzy* controlando sua velocidade e trajetória é apresentada na Figura 4.26. A sobreposição das curvas do gráfico, mostram que o controle *fuzzy* otimizado foi capaz de controlar a posição do trator, fazendo com que ele seguisse a trajetória desejada de forma satisfatória, para as duas condições de solo e implemento simuladas.

Os resultados de erro RMSE de trajetória para a simulação com controladores *fuzzy* para trajetória real são apresentados na Tabela 4.15. Os erros RMSE de trajetória verificados são iguais para as duas condições de solo e implemento analisadas, com um valor de 0,049 metros. São valores mínimos e toleráveis para a operação de um trator agrícola. Assim, os resultados evidenciam a eficiência do controlador *fuzzy* utilizado para o controle da trajetória de veículos agrícolas para percorrer uma trajetória real de plantio.

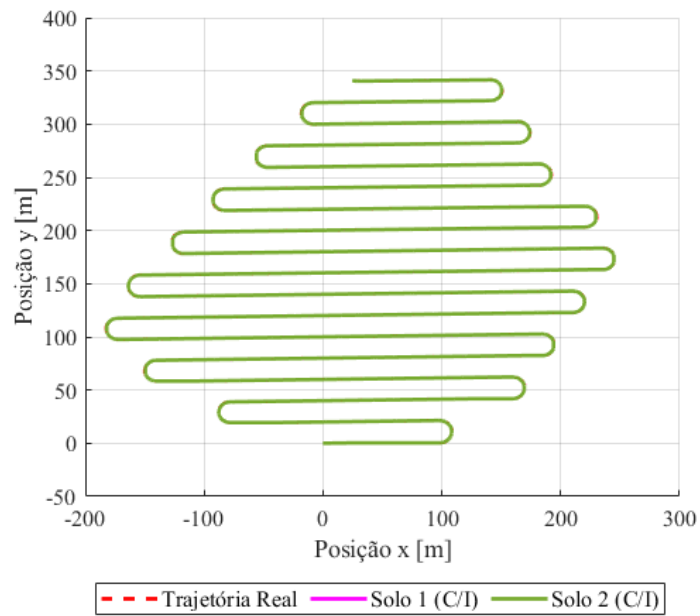


Figura 4.26: Trajetória desenvolvida pelo trator durante simulações controladas por controladores *fuzzy* para linhas de plantio com coordenadas reais.

Tabela 4.15: Erro RMSE de trajetória dos controladores *fuzzy* para simulação de trajetória real.

	Solo 1 (C/I)	Solo 2 (C/I)
$RMSE_{\text{trajetória}} [m]$	0,049	0,049

4.6.2 Resultados de Velocidade

O erro RMSE de velocidade calculado para as simulações, considerando a trajetória real de um trator agrícola e o uso de controladores *fuzzy* otimizados, são apresentados na Tabela 4.16. Os valores de erro RMSE de velocidade mostram que o controlador *fuzzy* proposto para controle da velocidade foi capaz de controlar de forma satisfatória a velocidade do veículo em operação em linhas de plantio reais, para as duas condições de solo e implementos simuladas.

Tabela 4.16: Erro RMSE de velocidade dos controladores *fuzzy* para simulação de trajetória real.

	Solo 1 (C/I)	Solo 2 (C/I)
$RMSE_{\text{velocidade}} [m/s]$	0,014	0,017
$RMSE_{\text{velocidade}} [km/h]$	0,05	0,06

5 CONCLUSÕES

O desenvolvimento deste trabalho possibilitou o estudo de modelos de pneus para veículos fora de estrada, identificando suas principais vantagens e limitações. Verificou-se que para atingir os objetivos deste trabalho, o melhor modelo de pneu a ser utilizado é o modelo semi-empírico baseado nas equações de Bekker e Wong. Dessa forma, o modelo de interação entre pneu e solo deformável para veículos fora de estrada, baseado na metodologia da mecânica dos solos de Bekker foi implementado em ambiente MatLab™. O modelo de forças no contato pneu-solo foi desenvolvido e aplicado à tratores agrícolas, com o objetivo de utilizá-lo para desenvolver uma estratégia de controle de velocidade e posição para veículos fora de estrada. O modelo desenvolvido mostrou que conhecendo-se as propriedades do solo e do pneu é possível obter resultados satisfatórios das forças envolvidas na interação pneu-solo para veículos fora de estrada. Os resultados obtidos em comparação com dados experimentais mostram que o modelo apresenta forte capacidade de representabilidade do comportamento das forças no contato pneu-solo.

O modelo dinâmico de veículos fora de estrada também foi estudado com o intuito de defini-lo para a aplicação de controladores. O modelo proposto foi então simulado em um estudo de caso para tratores agrícolas. Na simulação, foi considerado um trator realizando manobras simples, com esterçamento constante. O objetivo foi verificar se o modelo era capaz de apresentar o comportamento esperado para esse tipo de movimento, ou seja, uma trajetória circular. Os resultados indicaram que o veículo seguiu a trajetória esperada, o que permitiu validar o modelo dinâmico proposto e confirmar sua adequação para representar o movimento do trator agrícola.

Após a validação do modelo dinâmico do veículo fora de estrada, conjuntamente com o modelo de pneu estudado, a dinâmica planar de um trator agrícola foi implementada no Simulink/MatLab™ para desenvolvimento de estratégias de controle de velocidade e trajetória desse veículo. Em uma primeira abordagem, para fins de comparação, foram propostos dois controladores PID para controle da trajetória e velocidade do trator. Os resultados das simulações que utilizaram o controle PID mostraram que o controlador não foi capaz de controlar a trajetória do veículo de forma satisfatória, apresentando erros RMSE de trajetória superiores à 5 metros para todas as condições analisadas. Em relação à velocidade, os controladores PID mostraram-se eficientes em controlar a velocidade do veículo, apresentando erros RMSE de velocidade máximo de 0,140 m/s. Embora os erros RMSE de velocidade para os controladores PID sejam satisfatórios, verificou-se que, na maioria dos solos analisados, o veículo apresenta picos de velocidade no início do movimento que podem comprometer a operação dos implementos em uma situação real. Além disso, a forma como os controladores PID foram implementados restringe a aplicação apenas para tratores 4x2, o que limita o seu uso para outras configurações.

Em uma segunda abordagem foram propostos dois controladores *fuzzy* para controle de

velocidade e trajetória do veículo. Os parâmetros desses controladores foram otimizados por meio de um processo de otimização baseado em algoritmo genético. Os controladores *fuzzy* otimizados apresentaram resultados satisfatórios para o controle de trajetória e velocidade do trator agrícola para todas as condições de solo e implemento simuladas, apresentando erros mínimos e toleráveis para a operação desse tipo de veículo. Os controladores *fuzzy* se mostraram robustos a diversas características do sistema, como o raio da trajetória desejada, o tipo de solo, a força de implemento aplicada, as dimensões e tipo de tração do veículo. Os resultados do controle para simulação em uma área com coordenadas reais de linhas de plantio mostrou que os controladores *fuzzy* propostos são eficientes para controlar a trajetória e velocidade de tratores agrícolas operando nessas condições.

A partir do estudo realizado, pode-se concluir que o objetivo deste trabalho foi atingido. Uma estratégia de controle eficiente e robusta para o controle de trajetória e velocidade de veículos fora de estrada foi proposta e teve sua aplicação e eficiências testadas computacionalmente para tratores agrícolas. Os resultados mostram que o controle desenvolvido, no futuro, pode ser aplicado em operações reais para viabilizar a navegação autônoma de maquinários agrícolas.

5.1 Trabalhos futuros

Embora este trabalho tenha abordado as principais características da dinâmica do movimento de veículos fora de estrada e tenha apresentado um controle robusto para trajetória e velocidade desse tipo de veículo, outras atividades podem ser desenvolvidas no futuro para dar continuidade ao trabalho desenvolvido até aqui. Dentre as possíveis atividades, estão:

- Utilizar a metodologia apresentada para desenvolvimento de um controle de velocidade e trajetória para veículos fora de estrada 4x4, com torque independentes nas rodas;
- Implementar uma dinâmica vertical robusta para prever melhor as mudanças de inclinação do terreno;
- Transcrever os códigos desenvolvidos para uma linguagem de programação mais aplicável em microcontroladores;
- Conduzir simulações *hardware-in-the-loop* para retratar uma condição de operação real do trator agrícola e validar a estratégia de controle de trajetória e velocidade desenvolvida;
- Incorporar os desníveis de terreno à modelagem dinâmica, característicos da maioria das aplicações agrícolas;
- Utilizar a modelagem desenvolvida para otimizações de componentes do veículo, visando a diminuição do consumo e melhores eficiências;
- Aplicar a modelagem e controle propostos para outras aplicações de veículo fora de estrada;

- Implementar o controle desenvolvido em um veículo para verificar a sua eficiência em campo e identificar características que possam melhorar a precisão do modelo proposto.

Referências

AGRALE. **Folheto do Trator BX 6180**, 2024.

AHAMED, T. The spectrum of autonomous machinery development to increase agricultural productivity for achieving society 5.0 in japan. In **IoT and AI in Agriculture: Self-sufficiency in Food Production to Achieve Society 5.0 and SDG's Globally**, pp. 455–461. Springer, 2023.

AHLUWALIA, R.; WANG, X.; STAR, A. e PAPADIAS, D. Performance and cost of fuel cells for off-road heavy-duty vehicles. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 47, n. 20, 10990–11006, 2022.

ALLEN, R.; CHRSTOS, J. e ROSENTHAL, T. A tire model for use with vehicle dynamics simulations on pavement and off-road surfaces. **Vehicle System Dynamics**, v. 27, n. S1, 318–321, 1997.

ARMBRUSTER, K. e KUTZBACH, H. Combined lateral and longitudinal forces on driven angled tractor tyres. **Journal of terramechanics**, v. 28, n. 4, 331–338, 1991.

ASAE. **EP496.3 FEB2006 - Agricultural Equipment Management Data: Equipment and Vehicle Definitions**, 2006. St. Joseph, MI.

ASAE. **Asae d497.6 jun2009 - agricultural equipment management data: Standard terminology and definitions**. 2009. St. Joseph, MI.

BAAL, E. Um estudo sobre veículos autônomos na agricultura. **Salão do Conhecimento**, 2019.

BATTIATO, A. Soil-tire interaction analysis for agricultural tractors: modelling of traction performance and soil damage. 2014.

BAZARGANI, K. e DEEMYAD, T. Automation's impact on agriculture: Opportunities, challenges, and economic effects. **Robotics**, v. 13, n. 2, 33, 2024.

BEKKER, M.G. Theory of land locomotion. 1956.

BERTOTI, Elvis. **Caracterização dinâmica de uma bancada dinamométrica veicular de rolos duplos**. 2018. p. 189. Dissertação (Mestrado). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

BIRAL, F.; PELANDA, R. e CIS, A. Anti-dive front suspension for agricultural tractors: Dynamic model and validation. In **Advances in Italian Mechanism Science: Proceedings of the First International Conference of IFToMM Italy**, pp. 371–378. Springer, 2017.

BOUTON, N.; LENAIN, R.; THUILOT, B. e MARTINET, P. Backstepping observer dedicated to tire cornering stiffness estimation: Application to an all terrain vehicle and a farm tractor. In **2007 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems**, pp. 1763–1768. IEEE, 2007.

BRIXIUS, W. Traction prediction equations for bias ply tires. 1987.

BULGAKOV, V.; ADAMCHUK, V.; ARAK, M.; NADYKTO, V.; KYURCHEV, V. e OLT, J. Theory of vertical oscillations and dynamic stability of combined tractor-implement unit. **Agronomy Research**, v. 14, n. 3, 2016.

CEPEA. Mercado de trabalho/cepea: em 2023, número de pessoas trabalhando no agronegócio é recorde. 2024a.

CEPEA. Pib do agronegócio brasileiro. 2024b.

DALLAS, J.; JAIN, K.; DONG, Z.; SAPRONOV, L.; COLE, M.P.; JAYAKUMAR, P. e ERSAL, T. Online terrain estimation for autonomous vehicles on deformable terrains. **Journal of Terramechanics**, v. 91, 11–22, 2020.

ETEZADI, H. e ESHKABILOV, S. A comprehensive overview of control algorithms, sensors, actuators, and communication tools of autonomous all-terrain vehicles in agriculture. **Agriculture**, v. 14, n. 2, 163, 2024.

FERREIRA, A.L.; BALTHAZAR, J.M. e PONTES JÚNIOR, B.R. Influência da suspensão na segurança e no conforto de um pulverizador autopropelido. **Engenharia Agrícola**, v. 30, 753–760, 2010.

FONTES, J.M. Demanda energética de semeadora-adubadora em sistema de plantio direto. 2013.

FOUDA, H.S. **Automation and Robotics in Agriculture**. Delve Publishing, 2021.

FRASCH, J.V.; KRAUS, T.; SAEYS, W. e DIEHL, M. Moving horizon observation for autonomous operation of agricultural vehicles. In **2013 European Control Conference (ECC)**, pp. 4148–4153. IEEE, 2013.

GALLINA, A.; KRENN, R. e SCHÄFER, B. On the treatment of soft soil parameter uncertainties in planetary rover mobility simulations. **Journal of Terramechanics**, v. 63, 33–47, 2016.

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

GENTA, G. e MORELLO, L. **The automotive chassis**, v. 1. Springer, 2009.

GHOLKARA, M.D.; SONIA, P.; SALOKHEB, V.M. e KEENB, A. Modelling the tractive performance of a four wheel tractor operating in rear wheel drive in soft clay wetland paddy. 2014.

GILLESPIE, T. **Fundamentals of vehicle dynamics**. SAE international, 2021.

GILLESPIE, T.D. Fundamentals of vehicle dynamics. Relatório técnico, SAE Technical Paper, 1992.

GUERRERO, H.B.; SAMPAIO, R.B. e BECKER, M. Fuzzy control strategy applied to adjustment of front steering angle of a 4wsd agricultural mobile robot. **Lámpsakos**, , n. 7, 31–38, 2012.

HA, D.V.; TAN, V.V.; NIEM, V.T. e SENAME, O. Evaluation of dynamic load reduction for a tractor semi-trailer using the air suspension system at all axles of the semi-trailer. In **Actuators**, v. 11, p. 12. MDPI, 2022.

HAN, X.Z.; KIM, H.J.; KIM, J.Y.; YI, S.Y.; MOON, H.C.; KIM, J.H. e KIM, Y.J. Path-tracking

simulation and field tests for an auto-guidance tillage tractor for a paddy field. **Computers and Electronics in Agriculture**, v. 112, 161–171, 2015.

HE, R.; SANDU, C. e OSORIO, J.E. Systematic tests for study of tire tractive performance on soft soil: Part i–experimental data collection. **Journal of Terramechanics**, v. 85, 59–76, 2019a.

HE, R.; SANDU, C. e OSORIO, J.E. Systematic tests for study of tire tractive performance on soft soil: Part ii–parameterization of terramechanics model and tire model. **Journal of Terramechanics**, v. 85, 77–88, 2019b.

HEGAZY, S. e SANDU, C. Experimental investigation of vehicle mobility using a novel wheel mobility number. **Journal of Terramechanics**, v. 50, n. 5-6, 303–310, 2013.

HERRMANN, F. e ROTHFUSS, F. Introduction to hybrid electric vehicles, battery electric vehicles, and off-road electric vehicles. In **Advances in Battery Technologies for Electric Vehicles**, pp. 3–16. Elsevier, 2015.

ISHIGAMI, G.; MIWA, A.; NAGATANI, K. e YOSHIDA, K. Terramechanics-based model for steering maneuver of planetary exploration rovers on loose soil. **Journal of Field robotics**, v. 24, n. 3, 233–250, 2007.

ITOH, H.; OIDA, A. e YAMAZAKI, M. Measurement of forces acting on 4wd-4ws tractor tires during steady-state circular turning in a rice field. **Journal of Terramechanics**, v. 32, n. 5, 263–283, 1995.

JANOSI, Z.J. An analysis of pneumatic tire performance on deformable soils. 1961.

URL: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:127374817>

JANULEVIČIUS, A.; DAMANAUSKAS, V. e PUPINIS, G. Effect of variations in front wheels driving lead on performance of a farm tractor with mechanical front-wheel-drive. **Journal of Terramechanics**, v. 77, 23–30, 2018.

JAZAR, R.N. Vehicle dynamics: Theory and application. 2008.

JI CHANGYING, J.C. e ZHOU JUN, Z.J. Current situation of navigation technologies for agricultural machinery. 2014.

KAYACAN, E.; KAYACAN, E.; RAMON, H.; KAYNAK, O. e SAEYS, W. Towards agrobots: Trajectory control of an autonomous tractor using type-2 fuzzy logic controllers. **IEEE/ASME transactions on mechatronics**, v. 20, n. 1, 287–298, 2014.

KOOREVAAR, P.; MENELIK, G. e DIRKSEN, C. **Elements of soil physics**. Elsevier, 1983.

KRICK, G. Behaviour of tyres driven in soft ground with side slip. **Journal of Terramechanics**, v. 9, n. 4, 9–30, 1973.

LEE, H.; SONG, C.; KIM, N. e CHA, S.W. Comparative analysis of energy management strategies for hev: Dynamic programming and reinforcement learning. **IEEE Access**, v. 8, 67112–67123, 2020.

LIU, L.; WANG, X.; WANG, X.; XIE, J.; LIU, H.; LI, J.; WANG, P. e YANG, X. Path planning and tracking control of tracked agricultural machinery based on improved a* and fuzzy control. **Electronics**, v. 13, n. 1, 188, 2024.

LOURENÇO, Maria Augusta de Menezes. **Desenvolvimento de dinamômetro de chassi para testes de veículos/robôs pequena escala**. 2020. p. 119. Dissertação (Mestrado). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

LOWENBERG-DEBOER, J.; FRANKLIN, K.; BEHRENDT, K. e GODWIN, R. Economics of autonomous equipment for arable farms. **Precision agriculture**, v. 22, 1992–2006, 2021.

LU, W.; LI, J.; QIN, H.; SHU, L. e SONG, A. On dual-mode driving control method for a novel unmanned tractor with high safety and reliability. **IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica**, v. 10, n. 1, 254–271, 2023.

MACLAURIN, B. Using a modified version of the magic formula to describe the traction/slip relationships of tyres in soft cohesive soils. **Journal of Terramechanics**, v. 52, 1–7, 2014.

MAJDOUBI, R.; MASMOUDI, L. e ELHARIF, A. Explicite model of a wheel-soil interaction over a rough terrain using terramechanics low. In **2022 IEEE International IOT, Electronics and Mechatronics Conference (IEMTRONICS)**, pp. 1–7. IEEE, 2022.

MARKET.US. Autonomous tractors market. 2023.

URL: *Disponível em:* <<https://market.us/report/autonomous-tractors-market/requestSample>>. Acesso em: Mai.2024

MÁS, F.R.; ZHANG, Q. e HANSEN, A.C. **Mechatronics and intelligent systems for off-road vehicles**. Springer Science & Business Media, 2010.

ASSOCIATION OF EQUIPMENT MANUFACTURERS. U.s. precision agriculture study unveiled by aem, ag organizations. 2021.

URL: *Disponível em:* <https://newsroom.aem.org/precision-agriculture-improves-environmental-stewardship-while-increasing-yields/?_ga=2.10322865.50827403.1636302212-1116372455.1629292957> . Acesso em : Mai.2024

CASE IH®. Pulverizador patriot 350.

URL: *Disponível em:* <<https://www.caseih.com/pt-br/brasil/produtos/pulverizadores/patriot-350>>. Acesso em: Mai.2024

ISO 12934. **Tractor and machinery for agriculture and forestry - Basic types - Vocabulary**. 2021.

THE WORLD BANK. Agriculture and food. **Disponível em:** <<https://www.worldbank.org/en/topic/agriculture/overview1>>. Acesso em: Mai.2024, 2024.

UNKRATE®. Case ih magnum autonomous tractor.

URL: *Disponível em:* <<https://uncrate.com/case-ih-magnum-autonomous-tractor/>>. Acesso em: Mai.2024

WORLD ECONOMIC FORUM. 3 ways autonomous farming is driving a new era of agriculture. 2022.

URL: *Disponível em:* <<https://www.weforum.org/agenda/2022/01/autonomous-farming-tractors-agriculture/>>. Acesso em: Mai.2024

MIRANDA, Matheus Henrique Rodrigues. **Otimização do sistema de propulsão e do gerenciamento de potência por lógica fuzzy em veículos elétricos e híbridos considerando a dinâmica planar e um ciclo de condução real**. 2022. Tese (Doutorado). [sn].

MOITZI, G.; HAAS, M.; WAGENTRISTL, H.; BOXBERGER, J. e GRONAUER, A. Energy consumption in cultivating and ploughing with traction improvement system and consideration of the rear furrow wheel-load in ploughing. **Soil and Tillage Research**, v. 134, 56–60, 2013.

MOOREHEAD, S.J.; WELLINGTON, C.K.; GILMORE, B.J. e VALLESPI, C. Automating orchards: A system of autonomous tractors for orchard maintenance. In **Proceedings of the IEEE international conference of intelligent robots and systems, workshop on agricultural robotics**. 2012.

NASH, M.; PAGE-DUMROESE, D.; ARCHER, V.; NAPPER, C.; ETTER, T. e CHAVEZ, J. Identifying soils trafficability: Soils operability conditions for machine traffic. **2125-1815-NTDP. Washington, DC: US Department of Agriculture, Forest Service, National Technology and Development Program**. 37 p., 2022.

PACEJKA, H. **Tire and vehicle dynamics**. Elsevier, 2005.

PEJAKOVIĆ, V. e GRONAUER, A. Agricultural robots for the field applications. 2023.

PENG, J.; ZHAO, Z. e LIU, D. Impact of agricultural mechanization on agricultural production, income, and mechanism: evidence from hubei province, china. **Frontiers in Environmental Science**, v. 10, 838686, 2022.

PREVIATI, G.; GOBBI, M. e MASTINU, G. Farm tractor models for research and development purposes. **Vehicle System Dynamics**, v. 45, n. 1, 37–60, 2007.

QU, J.; ZHANG, Z.; QIN, Z.; GUO, K. e LI, D. Applications of autonomous navigation technologies for unmanned agricultural tractors: A review. **Machines**, v. 12, n. 4, 218, 2024.

RAFFO, G.V.; NORMEY-RICO, J.E.; RUBIO, F.R. e KELBER, C.R. Control predictivo en cascada de un vehículo autónomo. **Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI**, v. 6, n. 1, 63–74, 2009.

RAHMADIAN, R. e WIDYARTONO, M. Autonomous robotic in agriculture: A review. In **2020 third international conference on vocational education and electrical engineering (ICVEE)**, pp. 1–6. IEEE, 2020.

RENIUS, K.T. **Fundamentals of tractor design**. Springer, 2020.

RONDELLI, V.; FRANCESCHETTI, B. e MENGOLI, D. A review of current and historical research contributions to the development of ground autonomous vehicles for agriculture. **Sustainability**, v. 14, n. 15, 9221, 2022.

ROȘCA, R.; CÂRLESCU, P.; ȚENU, I.; VLAHIDIS, V. e PERȘU, C. The improvement of a traction model for agricultural tire–soil interaction. **Agriculture**, v. 12, n. 12, 2035, 2022.

ROSHANIANFARD, A. e ARDABILI, S.F. **Autonomous agricultural vehicles: Concepts, principles, components, and development guidelines**. CRC Press, 2023.

SENATORE, C. e SANDU, C. Off-road tire modeling and the multi-pass effect for vehicle dynamics simulation. **Journal of Terramechanics**, v. 48, n. 4, 265–276, 2011.

SERRANO, J.M.; PEÇA, J.O.; SILVA, J.R. e MÁRQUEZ, L. The effect of liquid ballast and tyre inflation pressure on tractor performance. **Biosystems Engineering**, v. 102, n. 1, 51–62, 2009.

SILVA, Fabrício Leonardo. **Modelagem e análise de sistemas de controle em diferenciais eletrônicos para veículos híbridos e elétricos**. 2020. p. 143. Dissertação (Mestrado). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

SILVA, Fabrício Leonardo. **Aprendizagem de máquinas aplicada à estratégia de gerenciamento de potência em veículos elétricos**. 2023. Tese (Doutorado). [sn].

SIM, K.; LEE, H.; YOON, J.W.; CHOI, C. e HWANG, S.H. Effectiveness evaluation of hydro-pneumatic and semi-active cab suspension for the improvement of ride comfort of agricultural tractors. **Journal of Terramechanics**, v. 69, 23–32, 2017.

SIMÕES, M.G. e SHAW, I.S. **Controle e modelagem fuzzy**. Editora Blucher, 2007.

SIVANANDAM, S.; SUMATHI, S. e DEEPA, S. **Introduction to fuzzy logic using MATLAB**. Springer, 2007.

SUN, Y.; CUI, B.; JI, F.; WEI, X. e ZHU, Y. The full-field path tracking of agricultural machinery based on pso-enhanced fuzzy stanley model. **Applied Sciences**, v. 12, n. 15, 7683, 2022.

TAGHAVIFAR, H. e MARDANI, A. Off-road vehicle dynamics. **Studies in Systems, Decision and Control**, v. 70, 37, 2017.

TAHERI, S.; SANDU, C.; TAHERI, S.; PINTO, E. e GORSICH, D. A technical survey on terramechanics models for tire–terrain interaction used in modeling and simulation of wheeled vehicles. **Journal of Terramechanics**, v. 57, 1–22, 2015.

TCHAMNA, R.; LEE, M. e YOUN, I. Attitude control of full vehicle using variable stiffness suspension control. **Optimal Control Applications and Methods**, v. 36, n. 6, 936–952, 2015.

TIAN, H.; WANG, T.; LIU, Y.; QIAO, X. e LI, Y. Computer vision technology in agricultural automation—a review. **Information Processing in Agriculture**, v. 7, n. 1, 1–19, 2020.

TU, X. e TANG, L. Headland turning optimisation for agricultural vehicles and those with towed implements. **Journal of agriculture and food research**, v. 1, 100009, 2019.

VIEIRA, D.; ORJUELA, R.; SPISSER, M. e BASSET, M. Longitudinal vehicle control based on off-road tire model for soft soil applications. **IFAC-PapersOnLine**, v. 54, n. 10, 304–309, 2021.

VIEIRA, D.; ORJUELA, R.; SPISSER, M. e BASSET, M. An adapted burckhardt tire model for off-road vehicle applications. **Journal of Terramechanics**, v. 104, 15–24, 2022.

WAKUI, F. e TERUMICHI, Y. Numerical simulation of tire behavior on soft ground. **Journal of System Design and Dynamics**, v. 5, n. 3, 486–500, 2011a.

WAKUI, F. e TERUMICHI, Y. Numerical simulation of tire-ground system considering soft ground characteristics. **Journal of System Design and Dynamics**, v. 5, n. 8, 1650–1661, 2011b.

WISMER, R. e LUTH, H. Off-road traction prediction for wheeled vehicles. **Journal of Terramechanics**, v. 10, n. 2, 49–61, 1973.

WONG, J.Y. **Terramechanics and off-road vehicle engineering: terrain behaviour, off-road vehicle performance and design**. Butterworth-heinemann, 2009.

WONG, J.Y. e REECE, A. Prediction of rigid wheel performance based on the analysis of soil-wheel stresses: Part ii. performance of towed rigid wheels. **Journal of Terramechanics**, v. 4, n. 2, 7–25, 1967.

XIE, B.; JIN, Y.; FAHEEM, M.; GAO, W.; LIU, J.; JIANG, H.; CAI, L. e LI, Y. Research progress of autonomous navigation technology for multi-agricultural scenes. **Computers and Electronics in Agriculture**, v. 211, 107963, 2023.

XIE, D.; CHEN, L.; LIU, L.; CHEN, L. e WANG, H. Actuators and sensors for application in agricultural robots: A review. **Machines**, v. 10, n. 10, 913, 2022.

XU, J.; LAI, J.; GUO, R.; LU, X. e XU, L. Efficiency-oriented mpc algorithm for path tracking in autonomous agricultural machinery. **Agronomy**, v. 12, n. 7, 1662, 2022a.

XU, L.; YANG, Y.; CHEN, Q.; FU, F.; YANG, B. e YAO, L. Path tracking of a 4wis–4wid agricultural machinery based on variable look-ahead distance. **Applied sciences**, v. 12, n. 17, 8651, 2022b.

YAMASHITA, H.; CHEN, G.; RUAN, Y.; JAYAKUMAR, P. e SUGIYAMA, H. Hierarchical multiscale modeling of tire–soil interaction for off-road mobility simulation. **Journal of computational and nonlinear dynamics**, v. 14, n. 6, 061007, 2019.

YAMASHITA, H.; JAYAKUMAR, P.; ALSALEH, M. e SUGIYAMA, H. Physics-based deformable tire–soil interaction model for off-road mobility simulation and experimental validation. **Journal of computational and nonlinear dynamics**, v. 13, n. 2, 021002, 2018.

YAMASHITA, Rodrigo Yassuda. **Modelagem e controle de estabilidade aplicada a veículo de tração integral**. 2018. p. 103. Dissertação (Mestrado). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

YAN, J.; ZHANG, W.; LIU, Y.; PAN, W.; HOU, X. e LIU, Z. Autonomous trajectory tracking control method for an agricultural robotic vehicle. **International Journal of Agricultural and Biological Engineering**, v. 17, n. 1, 215–224, 2024.

YANG, F.; LIN, G. e ZHANG, W. Terrain classification for terrain parameter estimation based on a dynamic testing system. **Sensor Review**, v. 35, n. 4, 329–339, 2015.

YANG, Y.; REN, W.; CHEN, L.; JIANG, M. e YANG, Y. Study on ride comfort of tractor with tandem suspension based on multi-body system dynamics. **Applied Mathematical Modelling**, v. 33, n. 1, 11–33, 2009.

YIN, X.; WANG, Y.; CHEN, Y.; JIN, C. e DU, J. Development of autonomous navigation controller for agricultural vehicles. **International journal of agricultural and biological engineering**, v. 13, n. 4, 70–76, 2020.

YOSHIDA, K.; WATANABE, T.; MIZUNO, N. e ISHIGAMI, G. Terramechanics-based analysis and traction control of a lunar/planetary rover. **Field and Service Robotics: Recent Advances in Reserch and Applications**, pp. 225–234, 2006.

ZART, J.C.I.G. Esterçamento automático e controle de velocidade de veículos agrícolas com simulações em tempo real. 2020.

ZHANG, C.; GAO, G.; ZHAO, C.; LI, L.; LI, C. e CHEN, X. Research on 4ws agricultural machine path tracking algorithm based on fuzzy control pure tracking model. **Machines**, v. 10, n. 7, 597, 2022a.

ZHANG, J.; YAO, H.; CHEN, L.; ZHENG, E.; ZHU, Y. e XUE, J. Vibration characteristics analysis and suspension parameter optimization of tractor/implement system with front axle suspension under ploughing operation condition. **Journal of Terramechanics**, v. 102, 49–64, 2022b.

ZOZ, F.M. e GRISSO, R.D. **Traction and tractor performance**, v. 27. American Society of Agricultural Engineers St. Joseph, MI, 2003.

APÊNDICE A – Artigos publicados

A.1 Congressos

LIMA, C. O.; SILVA, L. C. A. E. ; SILVA, F. L ; MIRANDA, M. H. R. . Modelagem matemática para veículos fora de estrada. **XII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM 2024**. Natal-RN.

APÊNDICE B – Resultados obtidos para os controladores PID

B.1 Curvas de escorregamento em função do tempo

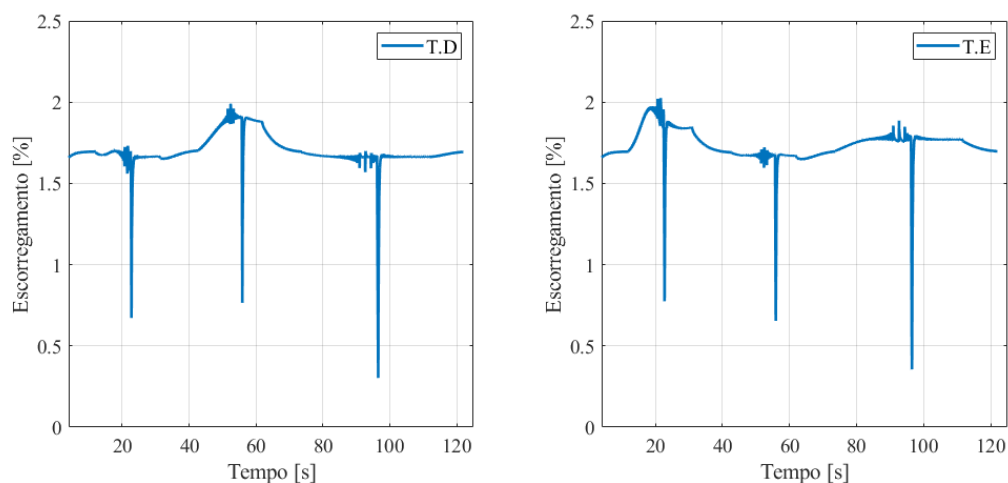


Figura B.1: Escorregamento dos pneus traseiros para simulação em Solo 1 (S/I) controlada por controladores PID.

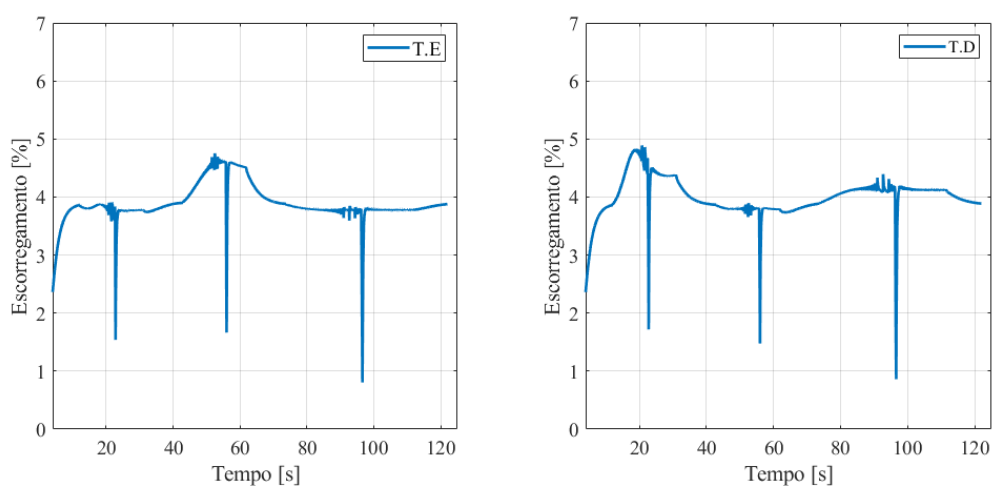


Figura B.2: Escorregamento dos pneus traseiros para simulação em Solo 3 (S/I) controlada por controladores PID.

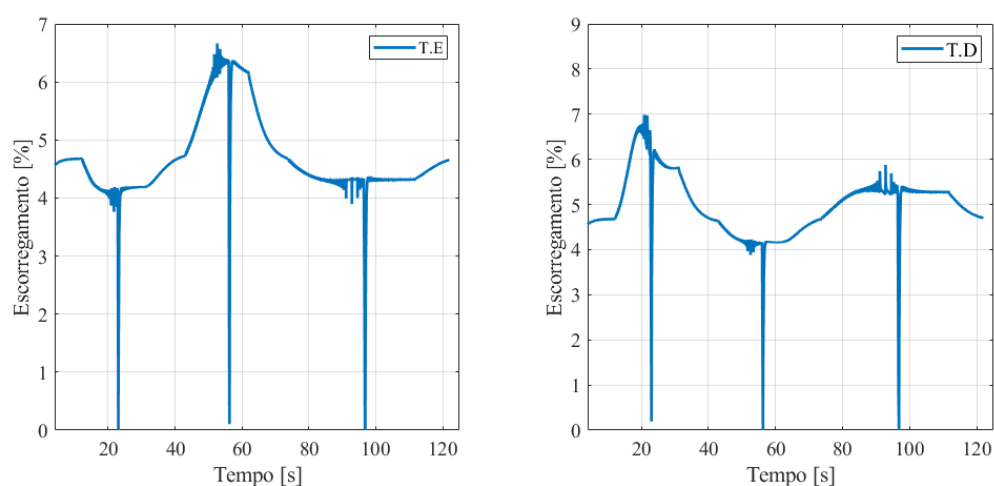


Figura B.3: Escorregamento dos pneus traseiros para simulação em Solo 4 (S/I) controlada por controladores PID.

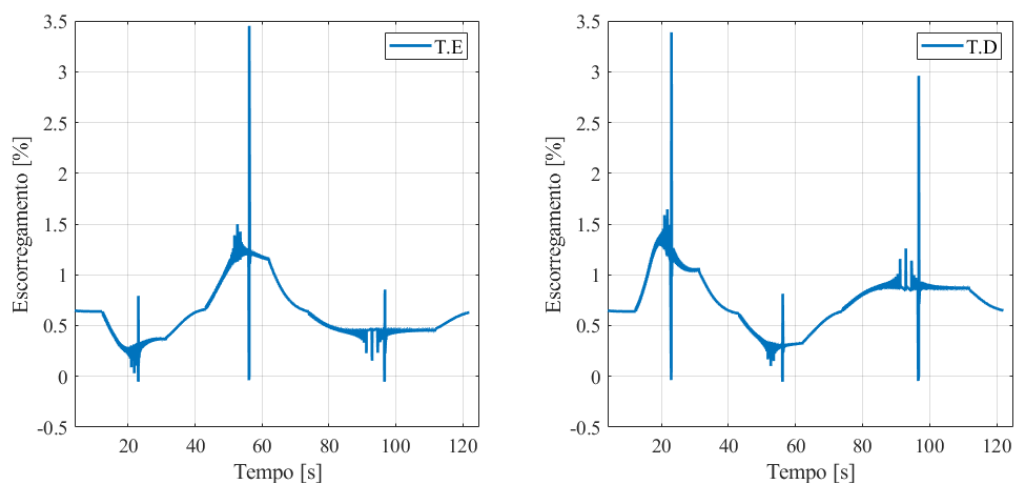


Figura B.4: Escorregamento dos pneus traseiros para simulação em Solo 5 (S/I) controlada por controladores PID.

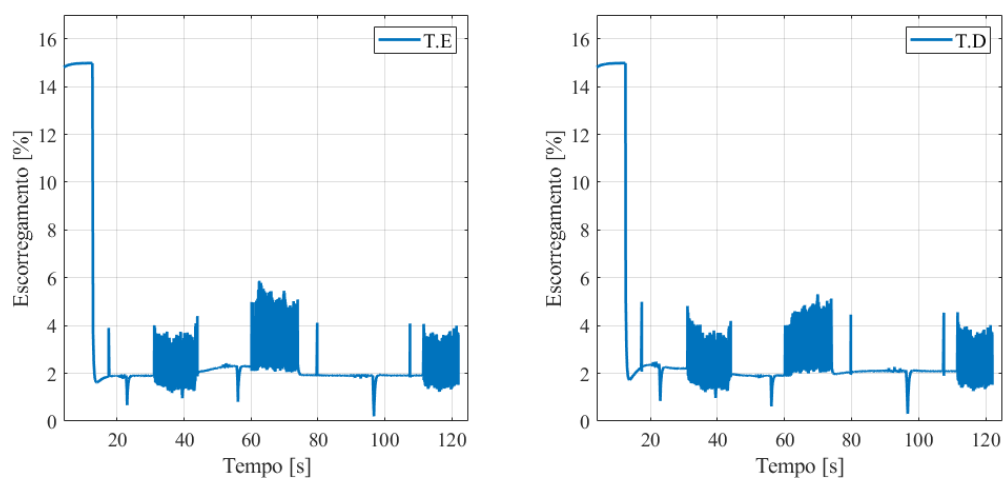


Figura B.5: Escorregamento dos pneus traseiros para simulação em Solo 1 (C/I) controlada por controladores PID.

APÊNDICE C – Resultados obtidos para os controladores *fuzzy*

C.1 Curvas de escorregamento em função do tempo

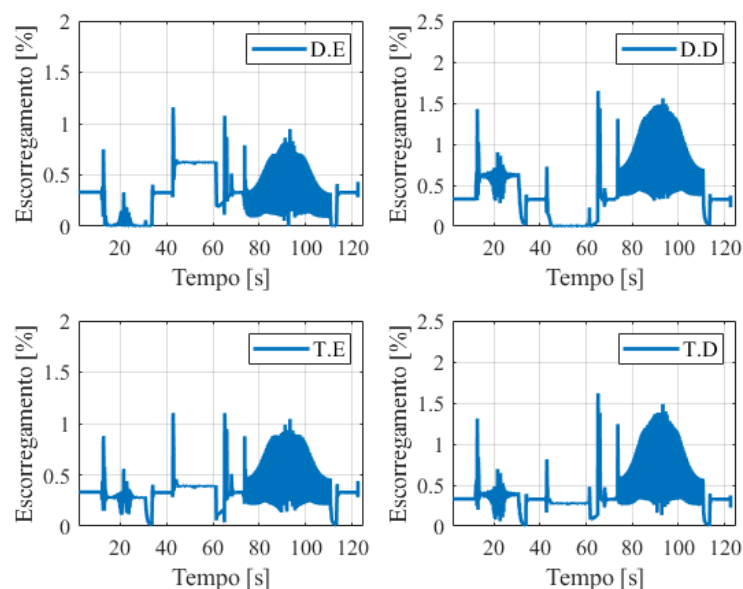


Figura C.1: Escorregamento dos pneus durante simulação em Solo 1 (S/I) controlada por controladores *fuzzy* otimizados.

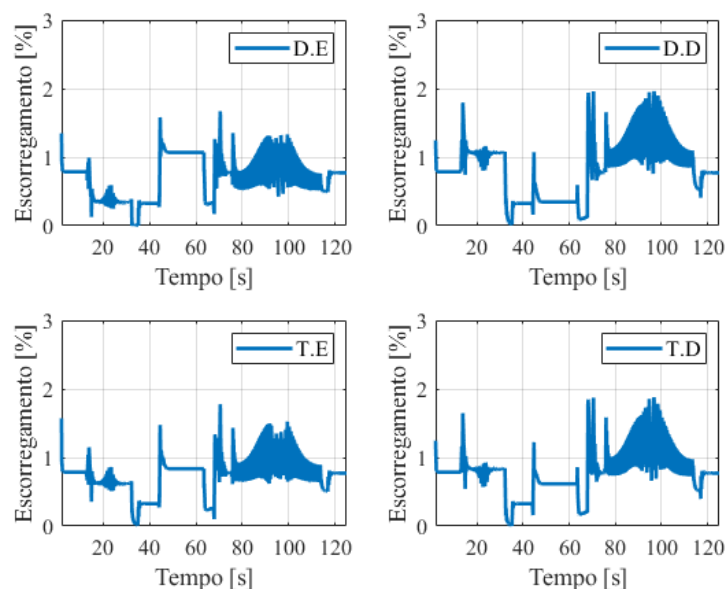


Figura C.2: Escorregamento dos pneus durante simulação em Solo 3 (S/I) controlada por controladores *fuzzy* otimizados.

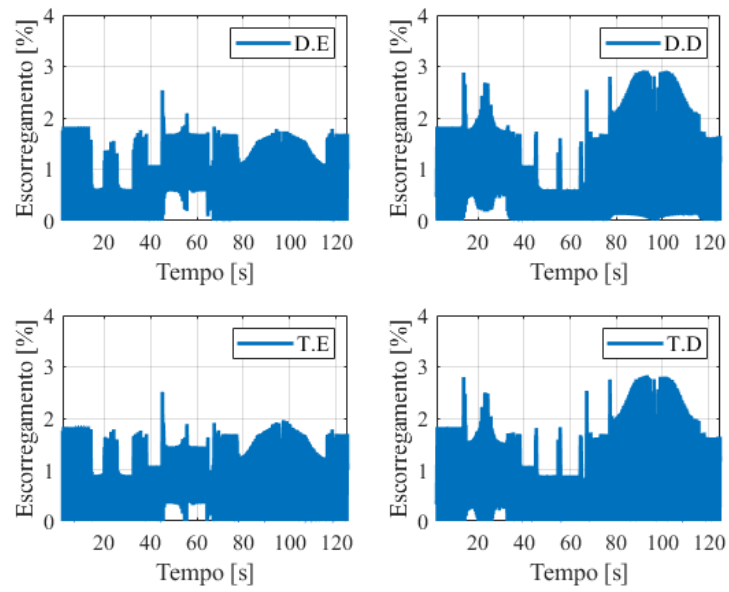


Figura C.3: Escorregamento dos pneus durante simulação em Solo 4 (S/I) controlada por controladores *fuzzy* otimizados.

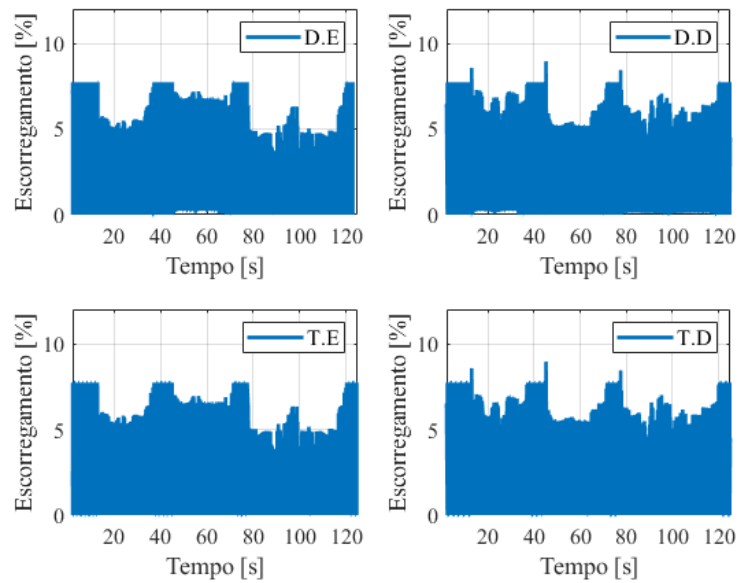


Figura C.4: Escorregamento dos pneus durante simulação em Solo 5 (S/I) controlada por controladores *fuzzy* otimizados.

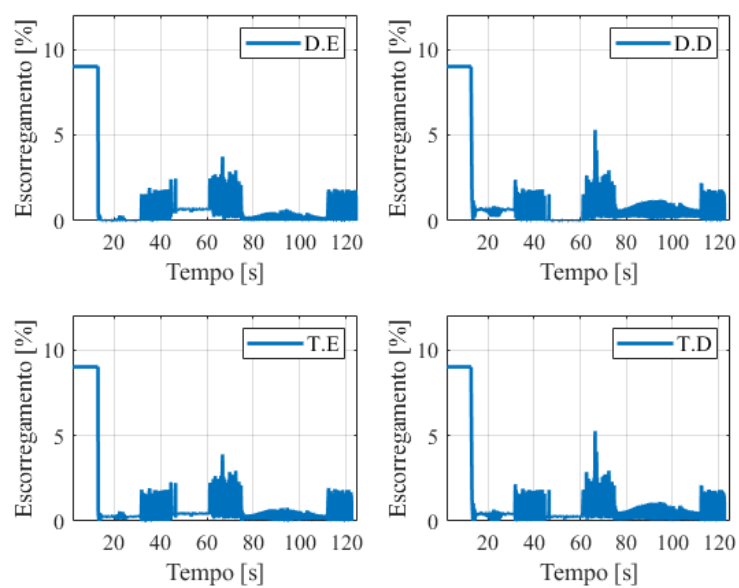


Figura C.5: Escorregamento dos pneus durante simulação em Solo 1 (C/I) controlada por controladores *fuzzy* otimizados.

C.2 Esterçamento

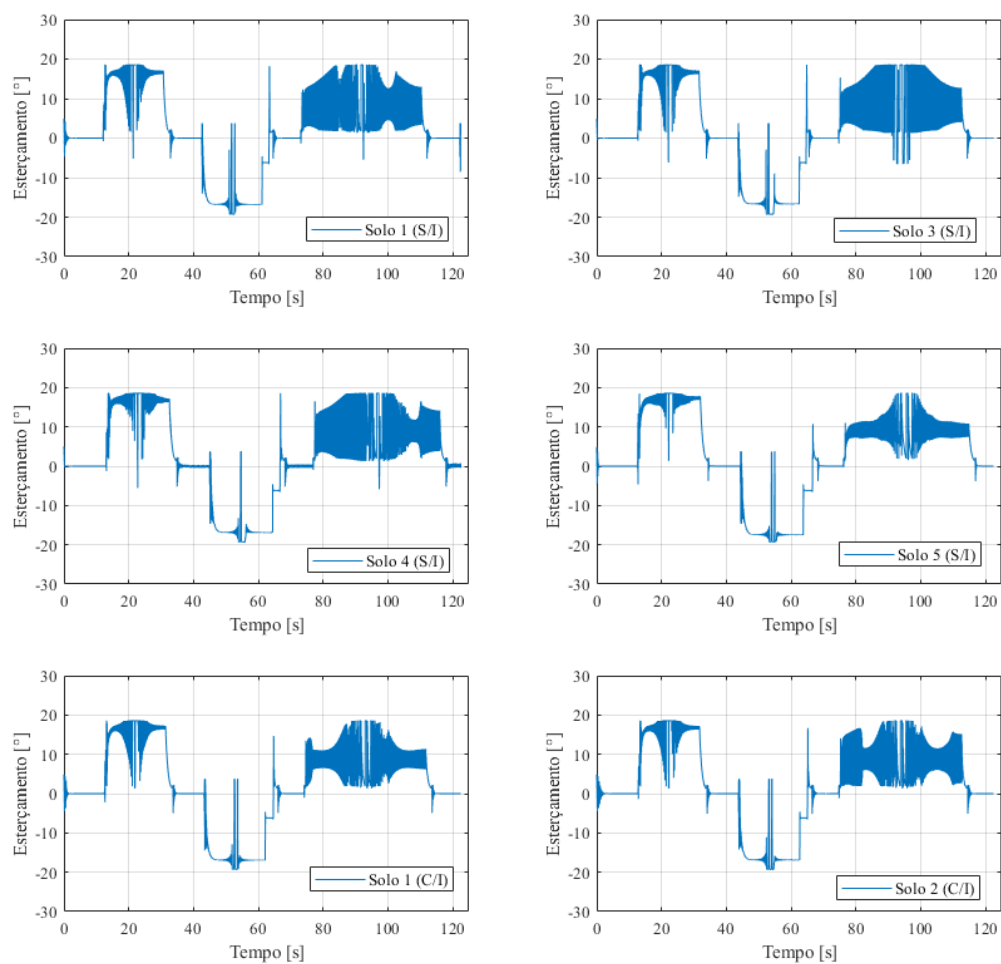


Figura C.6: Esterçamento em função do tempo para simulações controladas por controladores *fuzzy* otimizados.

C.3 Torques de entrada

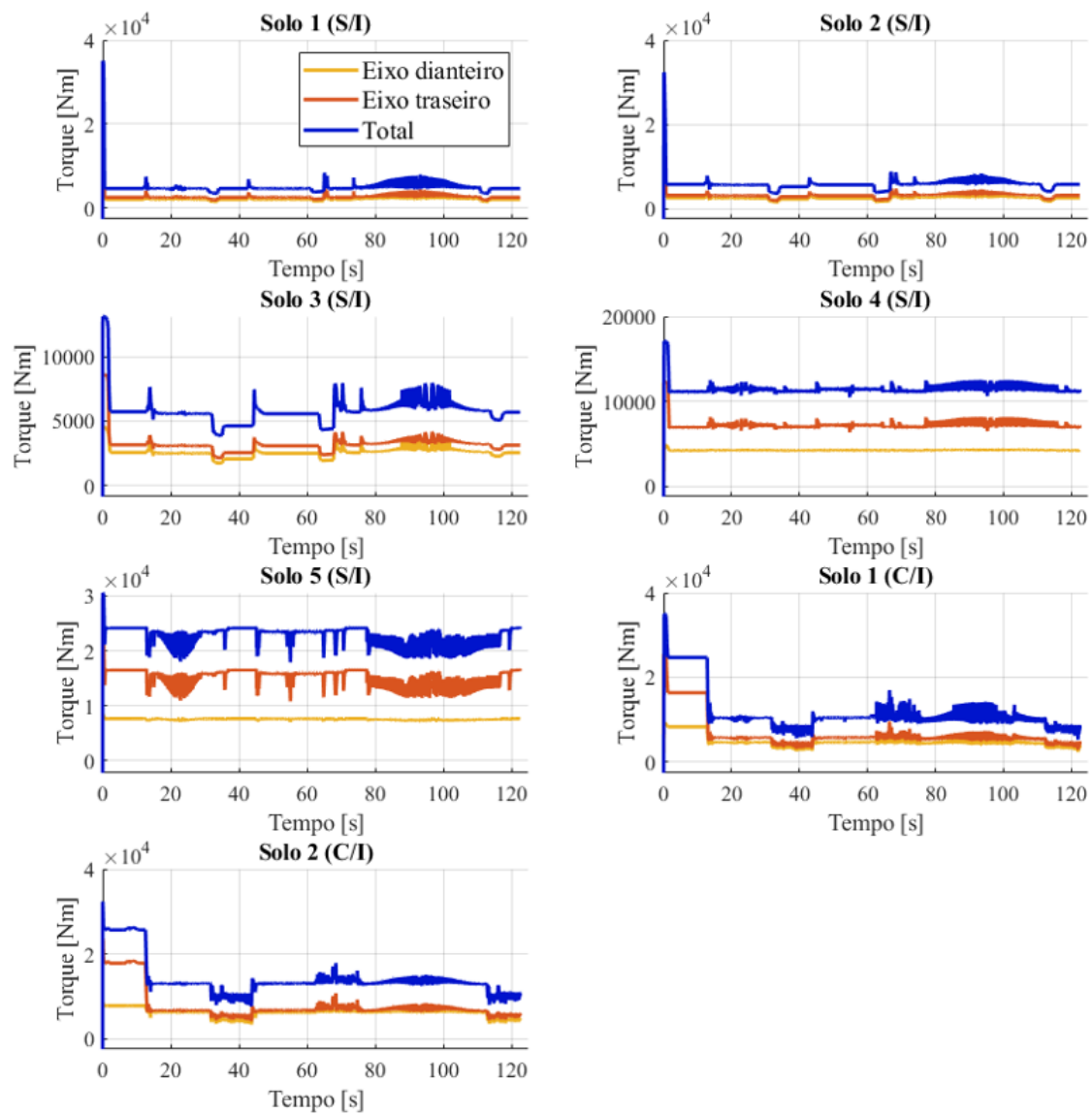


Figura C.7: Torque de entrada nos eixos do trator durante simulações controladas por controladores *fuzzy* otimizados.