



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

**WESLLEN LINS DE ARAUJO**

# **Controle de Tração para uma Semeadora Autopropelida Elétrica Autônoma**

CAMPINAS  
2024

**WESLLEN LINS DE ARAUJO**

# **Controle de Tração para uma Semeadora Autopropelida Elétrica Autônoma**

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

Orientador: Prof. Dr. Tércio André dos Santos Barros

ESTE TRABALHO CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO WESLLEN LINS DE ARAUJO, E ORIENTADA PELO PROF. DR. TÉRCIO ANDRÉ DOS SANTOS BARROS

**CAMPINAS  
2024**

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

Ar15c Araujo, Wesllen Lins de, 1997-  
Controle de tração para uma semeadora autopropelida elétrica autônoma /  
Wesllen Lins de Araujo. – Campinas, SP : [s.n.], 2024.

Orientador: Tarcio André dos Santos Barros.

Coorientador: Angel Pontin Garcia.

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP),  
Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Semeadeira (implementos agrícolas). 2. Agricultura de precisão. 3.  
Tratores. 4. Veículos elétricos. 5. Eficiência energética. 6. Controle de tração. I.  
Barros, Tarcio André dos Santos, 1987-. II. Garcia, Angel Pontin, 1978-. III.  
Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP). Faculdade de Engenharia  
Mecânica. IV. Título.

#### Informações Complementares

**Título em outro idioma:** Traction control for an autonomous electric self-propelled seed drill

**Palavras-chave em inglês:**

Seed drill (agricultural implements)

Precision agriculture

Tractors

Electric vehicles

Energy efficiency

Traction control

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

**Titulação:** Mestre em Engenharia Mecânica

**Banca examinadora:**

Tarcio André dos Santos Barros [Orientador]

Auteliano Antunes dos Santos Junior

Fernando Henrique Moraes da Rocha

**Data de defesa:** 07-06-2024

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

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

- ORCID do autor: <https://orcid.org/0009-0004-0562-6827>

- Currículo Lattes do autor: <http://lattes.cnpq.br/3745768864967514>

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO**

# **Controle de Tração para uma Semeadora Autopropelida Elétrica Autônoma**

Autor: Wesllen Lins de Araujo

Orientador: Prof. Dr. Tarcio André dos Santos Barros

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

**Prof. Dr. Tarcio André dos Santos Barros, Presidente**  
**Departamento de Sistemas e Energia/Faculdade de Engenharia Elétrica e de**  
**Computação/UNICAMP**

**Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Junior**  
**Departamento de Sistemas Integrados/Faculdade de Engenharia Mecânica/UNICAMP**

**Prof. Dr. Fernando Henrique Morais da Rocha**  
**Instituto Federal de São Paulo - Araraquara**

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.

Campinas, 07 de junho de 2024.

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho, primeiramente, a Deus, em agradecimento pela sabedoria, inspiração, persistência, disciplina e, sobretudo, gratidão por fazer parte de uma das melhores universidades do país e da América Latina. Dedico também à Nossa Senhora de Fátima, pela intercessão nas horas difíceis enfrentadas durante este tempo de mestrado.

Dedico à minha família, aos meus pais Severino Lins de Araujo e Gemina Felix da Silva, por ter me dado todo o apoio para realizar meu mestrado em outro estado, longe de casa, contribuindo com suas orações permanentes e conselhos para superar os desafios em uma vida solo. Dedico também à minha namorada, Danielle Santos Zanini, pela parceria única e paciência em ouvir por horas minhas dificuldades diárias e com sabedoria me aconselhar.

Dedico, por fim, aos professores que ao longo desses dois anos contribuíram para o desenvolvimento de todo o meu conhecimento adquirido para este trabalho, em especial pela amizade do professor Angel Pontin Garcia e ao laboratório LIC, onde atualmente faço parte.

## **Agradecimentos**

O presente trabalho foi realizado com apoio da Fundação de Apoio da UFMG (FUNDEP), projeto 27192-38 sob acordo 27192.03.02/2021.01.00.

## Resumo

O uso de sistemas inteligentes de controle em veículos tem trazido benefícios significativos em termos de segurança, eficiência, economia de energia e precisão nas operações. Nesse contexto, os sistemas de controle de tração inteligentes em máquinas agrícolas destacam-se por aumentar a eficiência de tração e, conseqüentemente, reduzir o consumo energético. Em veículos elétricos, esses sistemas tornaram-se mais necessários para o controle dos motores elétricos, ao mesmo tempo que sua implementação se tornou mais fácil. O objetivo deste projeto é desenvolver, por meio de simulação dinâmica, um sistema de controle de tração para uma semeadora autopropelida elétrica autônoma com dois pneus dianteiros e esteiras de borracha na traseira. O sistema de controle utiliza um modelo preditivo de controle (MPC) para definir a distribuição ótima dos torques entre os eixos dianteiro e traseiro, considerando as variações na capacidade de tração em diferentes cenários de operação e condições do solo. A modelagem e as simulações da semeadora autopropelida, bem como o desenvolvimento do controle, foram realizadas utilizando conceitos de dinâmica veicular e interação pneu-solo no software Simulink-Matlab<sup>®</sup>. O controlador de tração proposto foi comparado a um controle de velocidade PID sem controle de tração em três cenários operacionais. Observou-se uma redução média de até 18,36% na demanda total de potência elétrica dos motores quando utilizado o controle de tração do tipo MPC, resultante da maximização da eficiência de tração dos rodados.

**Palavras-Chave:** Controle de tração, Controle de patinagem, Eficiência energética, MPC, Tratores elétricos, Semeadora autopropelida.

## Abstract

The use of intelligent control systems in vehicles has brought significant benefits in terms of safety, efficiency, energy savings and precision in operations. In this context, intelligent traction control systems in agricultural machinery stand out for increasing traction efficiency and, consequently, reducing energy consumption. In electric vehicles, these systems have become more necessary for controlling electric motors, while their implementation has become easier. The aim of this project is to develop, by means of dynamic simulation, a traction control system for an autonomous electric self-propelled seed drill with two front tires and rubber tracks at the rear. The control system uses a predictive control model (MPC) to define the optimum torque distribution between the front and rear axles, taking into account variations in traction capacity in different operating scenarios and soil conditions. The modeling and simulations of the self-propelled seed drill, as well as the development of the control, were carried out using concepts of vehicle dynamics and tire-soil interaction in the Simulink-Matlab® software. The proposed traction controller was compared to a PID speed control without traction control in three operating scenarios. An average reduction of up to 18,36% in the total electrical power demand of the motors was observed when the MPC traction control was used, resulting from the maximization of the wheels' traction efficiency.

**Key Word:** Traction control, Slip control, Energy efficiency, MPC, Electric tractors, Self-propelled seeder.

## Lista de Ilustrações

Figura 1 – Semeadora autopropelido da Jacto.....	21
Figura 2 – Semeadora Autopropelida da Horsch. ....	21
Figura 3 – Distribuição de forças na interação pneu-solo. ....	22
Figura 4 – Coeficiente de adesão de alguns tipos de solo variando com o deslizamento. ....	24
Figura 5 – Seção pneu. ....	26
Figura 6 – Modelagem da interação pneu-solo apresentado por Wong .....	27
Figura 7-Modelagem da interação pneu-solo de Osetinsky .....	28
Figura 8 – Modelo de uma esteira de borracha .....	29
Figura 9 - Diagrama de blocos do controlador de tração de Yoshida .....	32
Figura 10 - Relação experimental entre a força de tração e o deslizamento .....	33
Figura 11 - Relação experimental entre coeficiente de tração e deslizamento.....	34
Figura 12 - Diagrama de blocos do controlador de tração de Jayoung Kim .....	35
Figura 13 - Consumo de energia e eficiência de tração em relação ao deslizamento .....	35
Figura 14 - Diagrama de blocos do controlador de Gao.....	36
Figura 15 - Fluxograma do filtro AUKF-FS .....	37
Figura 16 - Fluxograma do controlador de tração de Osienenko .....	37
Figura 17 - Fluxograma da estratégia de controle de Osinenko .....	38
Figura 18 - Comparação entre os dados reais e estimados .....	39
Figura 19 - Diagrama de bloco da estratégia de controle. ....	40
Figura 20 - Resultado da simulação do controlador. ....	41
Figura 21 - Estrutura do sistema de transmissão para o controle de tração.....	43
Figura 22 – Semeadora autopropelida autônoma elétrica proposta.....	47
Figura 23 - Modelo dinâmico da semeadora autopropelida. ....	48
Figura 24 - Conjunto pneu modelo R1 250/80 <sup>-18</sup> .....	52
Figura 25 - Diagrama da ação das forças no pneu.....	52
Figura 26 - Conjunto esteira de borracha. ....	55
Figura 27-Diagrama da ação das forças na esteira de borracha. ....	56
Figura 28 - Planta dos motores elétricos. ....	57
Figura 29 – Ciclo único de trabalho. ....	60
Figura 30 – Operação de variação do implemento. ....	61

Figura 31 – Operação de variação do ângulo de inclinação do solo. ....	61
Figura 32 - Planta implementada no Simulink® .....	62
Figura 33 – Diagrama de bloco da modelagem pneu/esteira.....	63
Figura 34 - Obtendo resposta da planta .....	65
Figura 35 - Ciclo de operação com variação de $P$ e $\alpha$ . ....	66
Figura 36 - Sinais dos torques elétricos.....	67
Figura 37 - Diagrama de bloco para configurar o MPC com o modelo .....	68
Figura 38 – Resposta da planta em malha aberta a partir dos distúrbios de entrada e torque..	72
Figura 39 – Resposta da Patinagem do rodado dianteiro e da esteira .....	73
Figura 40 - Resposta da eficiência de tração total .....	74
Figura 41 – Comparação entre as respostas da planta e do modelo linear .....	75
Figura 42 – Resposta da planta sob atuação do MPC e PID no cenário 1 .....	80
Figura 43 – Resposta dos torques sob atuação do MPC e do PID no cenário 1.....	81
Figura 44 – Resposta da força bruta de tração GT, resistência ao rolamento MR e da patinagem dos pneus dianteiros sob atuação do MPC e do PID no cenário 1 .....	82
Figura 45 – Resposta da força bruta de tração GT, resistência ao rolamento MR e patinagem das esteiras sob atuação do MPC e do PID no cenário 1.....	84
Figura 46 – Análise da eficiência elétrica dianteira sob atuação dos controladores PID e MPC no cenário 1 .....	85
Figura 47 – Análise da eficiência elétrica traseira sob atuação dos controladores PID e MPC no cenário 1 .....	87
Figura 48 – Redução da potência elétrica do controlador de tração MPC em relação ao controlador de velocidade PID no cenário 1 .....	88
Figura 49 – Resposta da planta sob atuação do MPC e PID no cenário 2 .....	89
Figura 50 – Análise da eficiência elétrica dianteira sob atuação dos controladores PID e MPC no cenário 2 .....	90
Figura 51 – Análise da eficiência elétrica traseira sob atuação dos controladores PID e MPC no cenário 2 .....	91
Figura 52 – Redução da potência elétrica do controlador de tração MPC em relação ao controlador de velocidade PID no cenário 2 .....	92
Figura 53 – Resposta da planta sob atuação do MPC e PID no cenário 3 .....	93
Figura 54 – Análise da eficiência elétrica dianteira sob atuação dos controladores PID e MPC no cenário 3 .....	94

Figura 55 – Análise da eficiência elétrica traseira sob atuação dos controladores PID e MPC no cenário 3 .....	95
Figura 56 – Redução da potência elétrica do controlador de tração MPC em relação ao controlador de velocidade PID no cenário 3 .....	96
Figura 57 – Redução média da potência elétrica dos cenários .....	97

## Lista de Tabelas

Tabela 1 – Equacionamento dos parâmetros de tração para diferentes autores .....	25
Tabela 2 – Dimensões importantes do veículo.....	49
Tabela 3 - Especificações dos motores elétricos. ....	58
Tabela 4 - Tipo de solo para modelagem do implemento .....	59
Tabela 5 - Força de arrasto de uma semeadora adubadora de seis linhas por tipo de solo .....	59
Tabela 6 – Parâmetros do MPC otimizados .....	77

## Lista de Símbolos

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição</b>	<b>Un.</b>
$GT$	Força bruta de tração	[ $N$ ]
$GTR$	Relação da força bruta de tração	[—]
$MR$	Resistência ao rolamento	[ $N$ ]
$MRR$	Relação de resistência ao rolamento	[—]
$TE_T$	Eficiência de tração total	[%]
$TE_f$	Eficiência de tração frontal	[%]
$TE_r$	Eficiência de tração traseira	[%]
$v_a$	Velocidade de avanço do veículo	[ $\text{km h}^{-1}$ ]
$TE$	Eficiência de tração	[%]
$m$	Massa do veículo	[ $kg$ ]
$\ddot{x}$	Aceleração do veículo	[ $\text{m s}^{-2}$ ]
$P$	Força do implemento	[ $N$ ]
$\alpha$	Inclinação do solo	[ $rad$ ]
$\theta$	Inclinação da força do implemento	[ $rad$ ]
$r_i$	Raio dinâmico do rodado $i$	[ $mm$ ]
$x_f$	Distância do peso dinâmico frontal ao centro de gravidade	[ $mm$ ]
$x_r$	Distância do peso dinâmico traseiro ao centro de gravidade	[ $mm$ ]
$x$	Distância entre os pesos dinâmicos	[ $mm$ ]
$x'$	Distância entre o peso dinâmico traseiro e força do implemento	[ $mm$ ]
$y'$	Altura da força do implemento	[ $mm$ ]
$y_g$	Altura do centro de gravidade	[ $mm$ ]
$TL$	Comprimento da esteira	[ $mm$ ]
$TW$	Largura da esteira	[ $mm$ ]
$DWR$	Relação dinâmica de peso	[—]
$DWI$	Índice do peso dinâmico	[—]
$CI$	Índice de cone	[ $kPa$ ]
$NT$	Tração líquida	[ $N$ ]
$NTR$	Relação da tração líquida	[—]

$C_n$	Coeficiente de roda	[–]
$B_n$	Número de mobilidade	[–]
$b$	Largura do pneu sem carga	[mm]
$d$	Diâmetro do pneu sem carga	[mm]
$W_i$	Carga vertical no rodado $i$	[N]
$\delta$	Deflexão do pneu	[mm]
$b$	Largura do pneu sem carga	[mm]
$h$	Perfil do pneu	[mm]
$s$	Patinagem	[–]

# Sumário

1	INTRODUÇÃO .....	16
1.1	Objetivos .....	18
1.2	Divisão do Trabalho.....	18
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
2.1	Semeadoras Autopropelidas.....	20
2.2	Dinâmica de tração para veículos fora de estrada.....	22
2.3	Interação Pneu-Solo.....	24
2.4	Interação Esteira-Solo.....	29
2.5	Controladores de tração para veículos fora de estrada.....	31
2.6	Controlador de tração utilizando MPC .....	43
3	METODOLOGIA .....	46
3.1	Projeto da semeadora autopropelida autônoma .....	47
3.2	Modelo Dinâmica da Semeadora Autopropelida.....	48
3.3	Modelagem dinâmica do pneu e esteira.....	51
3.4	Modelagem dos motores elétricos .....	57
3.5	Modelagem da operação de trabalho .....	58
3.6	Implementação da planta no Software Simulink® .....	62
3.7	Estratégia do Controle de tração MPC e seu dimensionamento .....	64
4	RESULTADOS .....	71
4.1	Resposta em malha aberta da modelagem da semeadora autopropelida autônoma... 71	
4.2	Encontrando o modelo linear da planta .....	74
4.3	Dimensionamento do controlador MPC .....	77
4.4	Controle MPC em comparação com o controlador PID .....	78
5	CONCLUSÃO .....	98
	REFERÊNCIAS .....	99

# 1 INTRODUÇÃO

O setor agrícola vem passando por mudanças com a facilidade e a viabilidade da eletrificação de suas máquinas. Novas abordagens e equipamentos inovadores estão sendo desenvolvidos para aumentar a eficiência e a produtividade, enquanto se busca reduzir o impacto ambiental e minimizar o consumo de energia. Entre essas mudanças, destacam-se os veículos agrícolas elétricos autônomos, que vêm sendo desenvolvidos por alguns fabricantes da área, como John Deere, Horsch, Monarch Tractor, AgXeed, entre outros, para agregar ainda mais valor dentro da agricultura de precisão. Dentro dessa perspectiva, encontra-se a semeadora autopropelida elétrica autônoma, um veículo que modulariza o conjunto trator mais implemento em uma única máquina, além de ter sua fonte de potência elétrica e ser autônoma. Com a eliminação do trator, este tipo de veículo herda as características relacionadas à tração e todas as técnicas e cuidados que devem ser considerados, como pneus, relação peso-potência e outros parâmetros de tração, os quais são ajustados pelo operador ou controlados através de um sistema de controle de tração. Focando nesse tipo de veículo, este trabalho propõe o desenvolvimento de um controlador de tração, para o qual se faz necessário estudar tanto os tratores convencionais quanto as pesquisas que já visaram o desenvolvimento desse tipo de controle para veículos elétricos e autônomos agrícolas.

Segundo Zoz, M., & Grisso, T. (2003), a operação eficiente de veículos agrícolas depende da seleção da velocidade ideal para determinado trabalho, seleção correta da transmissão, da ótima relação peso sobre o rodado e capacidade de tração requerida. Os principais parâmetros que afetam na eficiência de tração ( $TE$ ) nos veículos agrícolas são a pressão do pneu, o tipo do rodado, o peso dinâmico e a patinagem (Osinenko et al, 2015). Esses valores podem ser otimizados através do lastreamento, escolha correta do pneu de acordo com o tipo do solo e operação, mas esses ajustes são difíceis de serem realizados dinamicamente, ou seja, durante a operação, para manter a máxima eficiência de tração (Osinenko et al, 2015).

Outra característica que deve ser levada em conta é que cada rodado pode trabalhar de forma diferente, resultando em eficiências e capacidades de tração distintas. Para equalizar essa tração deve haver um bom controle por meio de bloqueio de diferencial, torque e freio de forma independente nas rodas de acordo com a operação (Zebrowski, 2010).

Os principais parâmetros de tração (força bruta de tração e resistência ao rolamento) são funções da patinagem (Kobelski et al, 2021). Ela é geralmente utilizada como variável controlada nos sistemas de controle de tração como mostra Sunusi et al. (2020). Existem duas formas principais de utilizar a patinagem nestes controladores. A primeira é fixando um valor ótimo de patinagem como Yoshida; Hamano (2002) e a outra é por meio de estimativas do coeficiente de adesão para atualizar a patinagem ótima em tempo real, como fez Kobelski et al. (2021). Este valor ótimo que depende do tipo de solo, entrega a máxima eficiência de tração. Algumas estratégias foram utilizadas para o deslizamento real alcançar este valor, como a sugerida por Gao et al. (2015), que utilizou um algoritmo adaptativo de controle *fuzzy* para rastrear a razão de deslizamento ideal de cada roda.

Com a adoção de motores elétricos nos sistemas de propulsão dos veículos agrícolas, abriu-se a possibilidade de desenvolver controles de tração com diferentes tipos de estratégia, não apenas pelo fato de serem fáceis de controlar, mas também pelo fato de que um trator elétrico com quatro motores elétricos pode ter o seu torque gerenciado de forma individual em cada roda, o que permite também a aplicação de uma menor capacidade de torque (Baek et al. (2022)), ou seja, motores menores.

Este estudo busca desenvolver um sistema de controle de tração projetado especificamente para atender às necessidades de veículos agrícolas elétricos autônomos. Esses veículos demandam um controle preciso de torque para lidar com as consideráveis variações de carga enfrentadas durante a operação, seja devido à alteração das condições do solo ou aos ciclos de trabalho que envolvem elevadas cargas de arrasto provocadas pelos implementos. Modelos dinâmicos podem ser utilizados para preverem parâmetros de tração e assim melhorar a sua eficiência, diante da dificuldade de estimar em tempo real através de sensoriamento esses parâmetros. Assim como na área automotiva já é bastante utilizado modelos preditivos de controle para realizar previsões (Tang et al. (2022) e Wurts et al. (2022)), foi escolhido para o desenvolvimento do controlador de tração um controle preditivo baseado em modelo (MPC).

O veículo para o qual o controlador de tração foi desenvolvido é uma semeadora autopropelida elétrica autônoma composta por dois pneus dianteiros e duas esteiras traseiras, acomodando uma semeadora adubadora de seis linhas. Trata-se de um veículo do tipo HEV (*Hybrid Electric Vehicle*), especificamente do tipo híbrido série, ou seja, um motor a diesel fornece rotação para um gerador que gera energia para um banco de baterias gerenciado, alimentando os quatro motores elétricos. Este trabalho é uma extensão de um projeto da Universidade Estadual de Campinas que está desenvolvendo uma semeadora autopropelida

autônoma elétrica. Portanto, o objetivo desta dissertação não é o desenvolvimento da máquina em si, mas sim a criação do sistema de controle de tração. As especificações do veículo para o desenvolvimento do controlador já foram definidas, incluindo os motores elétricos, o sistema eletrônico de potência, os rodados e as dimensões relevantes para o desenvolvimento deste trabalho.

## **1.1 Objetivos**

Este trabalho tem como objetivo desenvolver (via simulação) um sistema de controle de tração, baseado numa estratégia de controle MPC, para uma semeadora autopropelida elétrica autônoma, com o intuito de maximizar a eficiência de tração total e minimizar o consumo de energia ao longo de sua operação.

As etapas para o desenvolvimento do controle de tração são listadas nos objetivos específicos a seguir:

1. Modelar a semeadora autopropelida elétrica autônoma;
2. Modelar a interação pneu-solo e esteira-solo
3. Modelar os motores elétricos
4. Definir os ciclos de trabalho;
5. Dimensionar o controlador MPC
6. Dimensionar um controlador de velocidade PID
7. Comparar os resultados do controlador de tração proposto com o controle de velocidade do tipo PID;

## **1.2 Divisão do Trabalho**

O presente trabalho é composto por cinco capítulos. No Capítulo 1, é apresentada uma contextualização sobre tração e a importância de seu controle em veículos agrícolas com motor

a combustão e elétricos. Em seguida, é apresentada a motivação para a realização do trabalho e, por fim, são descritos o objetivo geral e os objetivos específicos.

No Capítulo 2, uma revisão bibliográfica é realizada, que se inicia mostrando exemplos de semeadoras autopropelidas. Em seguida, são apresentados estudos sobre a dinâmica de tração de veículos off-road e a modelagem das interações pneu-solo e esteira-solo. Também são apresentados estudos sobre controle de tração de veículos fora de estrada com enfoque nos trabalhos mais recentes. Esses estudos buscam soluções para o controle da patinagem, com o objetivo de fixar ou atualizar, em tempo real, o valor ótimo do deslizamento. Por fim, são apresentados alguns estudos que utilizaram MPC para desenvolver controladores de tração.

O Capítulo 3 descreve a metodologia adotada para o desenvolvimento do controle de tração. Inicia-se com a modelagem da semeadora autopropelida, levando em consideração a interação pneu-solo, o modelo dinâmico veicular, a modelagem dos motores elétricos e sua operação. Em seguida, é apresentada a estratégia de controle adotada e o dimensionamento do MPC.

No Capítulo 4, são apresentados os resultados obtidos por meio da implementação do sistema de controle de tração MPC na planta, em comparação com o controlador de velocidade PID, mostrando a atuação dos torques nos eixos dianteiros e traseiros, as respostas da velocidade de avanço do veículo e sua eficiência total de tração.

O Capítulo 5 conclui este trabalho, apresentando as considerações finais acerca do desenvolvimento do sistema de controle de tração para uma semeadora autopropelida elétrica autônoma e possíveis direções para estudos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Na primeira parte deste capítulo, são apresentados conceitos básicos sobre implementos agrícolas e semeadoras autopropelidas, seguidos pela dinâmica de veículos *off-road* e estudos sobre a interação pneu-solo, com o objetivo de modelar a dinâmica do veículo utilizado neste estudo. Na segunda parte do capítulo, aborda-se o estado da arte dos controladores de tração desenvolvidos para veículos *off-road* elétricos, além dos trabalhos mais recentes sobre controladores de tração que utilizam a metodologia MPC.

### 2.1 Semeadoras Autopropelidas

Os implementos agrícolas auxiliam o produtor rural, proporcionando a ele agilidade, eficiência nas atividades do campo e aumentando a escala de produção em sua propriedade. Eles são utilizados desde o preparo do solo até o final da colheita, sendo cada tipo de implemento desenvolvido para uma atividade específica e para determinada condição de solo. Os implementos mais utilizados pelos produtores rurais são o arado, grade, pulverizador, subsolador, rolo faca, semeadora, enxada rotativa e o escarificador (Siagri, 2023).

Existem dois tipos de sistemas de propulsão para esses implementos: com o auxílio de um trator ou autopropelidos. No primeiro tipo de propulsão, o trator é a principal fonte geradora de potência para o implemento, tanto para sua tração quanto para alimentar subsistemas de fontes elétricas e hidráulicas. A transmissão de potência do trator ao implemento se dá através da Tomada de Potência (TDP), um eixo cardã que transmite torque e potência. Além disso, há a barra de tração para realizar a propulsão do implemento (Renius (2020)). Eles são tracionados através do engate de três pontos, que pode ser erguido por meio de um sistema hidráulico. A potência do trator deve ser escolhida de acordo com o implemento que será utilizado; no caso das semeadoras, o cálculo envolve o número de linhas e até mesmo o tipo de solo onde ocorrerá a operação.

No segundo tipo de propulsão, os implementos agrícolas autopropelidos têm sua própria fonte de potência, ou seja, não necessitam de um trator. Neste conceito, as rodas, que antes eram apenas de apoio, ganham tração, seja ela elétrica, hidráulica ou transmitida diretamente do

motor a combustão. Dentro desta categoria, encontram-se as semeadoras autopropelidas que ainda estão sendo desenvolvidas, juntamente com outras soluções robóticas autopropelidas autônomas para o setor agrícola. As Figura 1 e Figura 2 mostram modelos de semeadoras autopropelidas autônomas, a Uniport Planter 500 da Jacto e a Horsh, respectivamente.

Com foco especial nos implementos autopropelidos e autônomos, é desejável que seus sistemas de tração sejam operados de forma eficiente, com o mínimo consumo de energia possível. A complexidade do solo, devido à sua grande variabilidade, já que seus parâmetros mudam ao longo do trajeto, exige o desenvolvimento de sistemas de controle de tração. Na seção seguinte, serão apresentadas pesquisas atuais para demonstrar o desenvolvimento desses sistemas para veículos agrícolas e *off-road*, que podem ser implementados em uma semeadora autopropelida, foco deste trabalho.



Figura 1 – Semeadora autopropelido da Jacto.

Fonte: Adaptado de [futurefarming.com](http://futurefarming.com) (2024).



Figura 2 – Semeadora Autopropelida da Horsch.

Fonte: Adaptado de [futurefarming.com](http://futurefarming.com) (2024).

## 2.2 Dinâmica de tração para veículos fora de estrada.

O comportamento da tração em veículos fora de estrada apresenta particularidades quando comparados aos veículos convencionais, tornando o estudo mais complexo e necessitando de grandes volumes de dados levantados experimentalmente. Modelar e prever a tração desses veículos ajuda a melhorar a eficiência de operação, implicando, por exemplo, no consumo e no desgaste dos pneus, além do desenvolvimento de controles de tração. Basicamente, o desempenho dos veículos fora de estrada depende de dois fatores principais: o projeto mecânico, que abrange elementos como transmissão e pneus, e as propriedades do solo onde o veículo opera (Pytko et al. (2006)). As forças básicas envolvidas na dinâmica da interação pneu-solo são a entrada de torque  $T$  que resulta em uma força bruta de tração  $GT$ , uma resistência ao rolamento  $MR$  e a tração líquida resultante  $NT$ , que é a diferença entre a tração bruta e a resistência ao rolamento (Zoz; Grisso (2003)). A Figura 3 mostra um esquema que apresenta essas forças, onde  $W$  é o peso aplicado no pneu e  $W_d$  é o peso dinâmico gerado pela reação do solo.

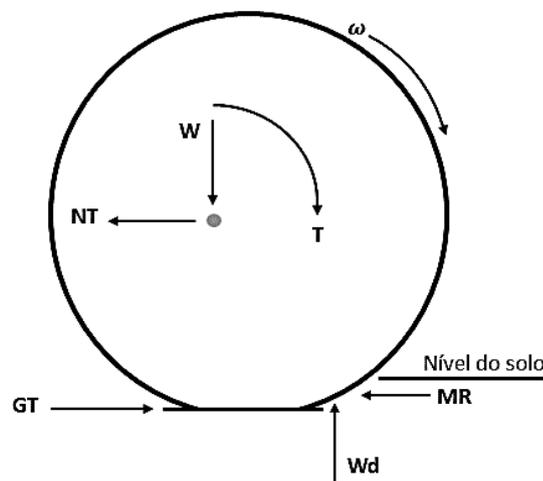


Figura 3 – Distribuição de forças na interação pneu-solo.

Fonte: Adaptado de Zoz; Grisso (2003).

Especificamente em veículos agrícolas, há a possibilidade de configurar alguns parâmetros, como a distribuição de peso através da realocação de lastros sólidos em pontos estratégicos e a adição ou remoção de lastros líquidos no pneu. Essa técnica é necessária para

otimizar a operação de acordo com diferentes cenários nos quais o veículo irá operar, como tipo de solo, implemento utilizado, inclinação do terreno e velocidade de trabalho. Para cada cenário e a cada instante de tempo, são identificados valores ótimos únicos de carga normal, tração máxima e relação máxima de tração para peso ideal (Kumar Sharma; (Pandey, 2001)).

Um dos parâmetros de tração que indica se o veículo está operando próximo desses valores ótimos é a patinagem, também chamada de deslizamento. A patinagem ocorre quando um torque para avançar ou frear o veículo é aplicado à roda, gerando uma força de tração no ponto de contato entre o pneu e o solo. O torque para avançar produz uma compressão na banda de rodagem do pneu à frente e dentro do ponto de contato, fazendo com que a roda gire mais do que se estivesse em rolamento livre. Já o torque de frenagem produz uma tensão na banda de rodagem do pneu dentro do ponto de contato e na parte frontal, gerando um deslocamento maior do pneu do que se estivesse em rolamento livre (Taghavifar; Mardani (2017)). O cálculo da patinagem é mostrado na equação 1, onde  $v_a$ ,  $\omega$  e  $r$  são a velocidade real do veículo, velocidade angular do pneu e raio dinâmico do pneu.

$$s = 1 - \frac{v_a}{\omega r} \quad (1)$$

A patinagem é um fenômeno que ocorre em veículos tanto convencionais quanto fora de estrada, sendo mais acentuada neste último caso, onde a taxa ótima de deslizamento é mais elevada, entre 10 e 15% (Ashok Kumar et al. (2017)).

A capacidade de tração é uma propriedade vinculada às condições específicas do solo e representa a quantidade de tração que pode ser extraída pelo pneu em determinado momento. Para extrair sua capacidade máxima, é necessário configurar a máquina de forma otimizada. Essa configuração resultará em um deslizamento da roda, que indicará se a combinação correta de pressões dos pneus, lastro e velocidade de operação do veículo selecionada, resultam na máxima eficiência de tração (Pranav et al. (2010)). A Figura 4 ilustra o comportamento da capacidade de tração representada pelo coeficiente de adesão  $\mu$  em relação a patinagem, mostrando que para cada tipo de solo tem-se uma patinagem ótima como consequência das configurações do veículo para atingir a máxima capacidade de tração.

Os controladores de tração desenvolvidos, tanto em veículos convencionais quanto em veículos fora de estrada, utilizam a leitura da patinagem para atuar. A diferença entre os dois está na necessidade de estimar o tipo de solo no ambiente *off-road*, pois, como foi mostrado na

Figura 4, para cada tipo de solo temos um valor ótimo de patinagem para o pico da capacidade de tração, o que, conseqüentemente, maximizará a eficiência de tração. Alguns autores realizaram pesquisas para projetarem estimadores online do tipo de solo como Kobelski et al. (2020), Liu et al. (2019), Gonzalez et al. (2018) e Boisvert; Micheau (2016).

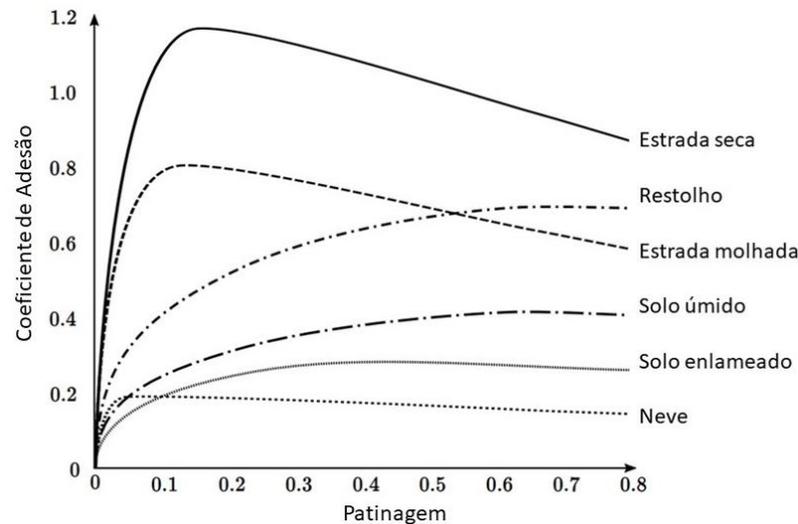


Figura 4 – Coeficiente de adesão de alguns tipos de solo variando com o deslizamento.

Fonte: Adaptado de Kobelski et al. (2020).

### 2.3 Interação Pneu-Solo.

Para o desenvolvimento do controle de tração para qualquer tipo de veículo, é de extrema importância o estudo da interação pneu-solo que muda de acordo com a aplicação. Nos veículos chamados “on road”, projetados para cidade e estrada, a interação pneu-solo considera apenas a deformação do pneu, uma vez que a deformação do asfalto não é relevante. No modo “off-road”, a realidade dos veículos agrícolas, o estudo da interação pneu-solo se torna mais complexo uma vez que a deformação do solo é importantíssima para a modelagem dinâmica do comportamento da tração. Os modelos dessa interação pneu-solo podem ser divididos em três grupos principais: modelos contínuos, elementos discretos e modelos obtidos experimentalmente Peiret et al. (2021). Esses modelos desenvolvidos empregam, basicamente, quatro parâmetros para sua análise. São eles:

- Razão de Tração Bruta (GTR)
- Razão de Resistência ao Rolamento (MTR)
- Razão da Tração Líquida (NTR)
- Eficiência de tração (TE)

Brixius (1987) e R. D. Wismer; H. J. Luth (1974) desenvolveram o seu próprio equacionamento para os parâmetros de GTR e MTR como são mostrados na Tabela 1

Tabela 1 – Equacionamento dos parâmetros de tração para diferentes autores.

Fonte: Próprio autor.

Parâmetro	(BRIXIUS, 1987)	R. D. Wismer; H. J. Luth (1974)
<i>GTR</i>	$0.88(1 - e^{-0.1B_n})(1 - e^{-7.5s}) + 0.04$	$0.75(1 - e^{-0.3C_n s})$
<i>MTR</i>	$\frac{1.0}{B_n} + 0.04 + \frac{0.5s}{\sqrt{B_n}}$	$\frac{12}{C_n} + 0.04$
<i>NTR</i>	$GTR - MTR$	$GTR - MTR$
<i>TE</i>	$\frac{NTR}{GTR} (1 - s)$	$\frac{NT}{GT} (1 - s)$

Onde:

$B_n$  – Número de mobilidade [-]

$s$  – Patinagem [-]

$C_n$  – Coeficiente de roda [-]

O número de mobilidade  $B_n$  é um parâmetro adimensional que combina propriedades do solo e do pneu (Zoz; Grisso (2003)). Ele contém informações sobre os efeitos combinados da tração gerados pela interação dinâmica entre o pneu e o solo, sendo utilizado nas equações de tração off-road. A equação 2 mostra como esse parâmetro é calculado.

$$B_n = \left( \frac{Cibd}{W} \right) \left( \frac{1 + 5 \left( \frac{\delta}{h} \right)}{1 + 3 \left( \frac{b}{a} \right)} \right) \quad (2)$$

Onde:

$CI$  – Índice de cone [kPa]

$b$  – Largura do pneu sem carga [m]

$d$  – Diâmetro do pneu sem carga [m]

$W$  – Carga vertical no pneu [N]

$\delta$  – Deflexão do pneu [m]

$h$  - Perfil do pneu [m]

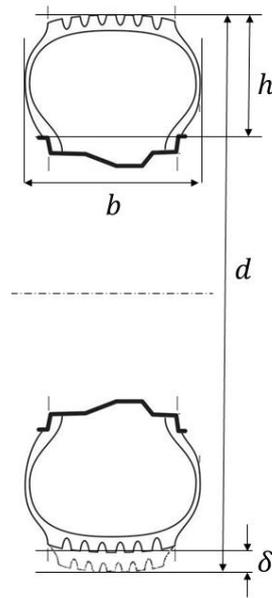


Figura 5 – Seção de pneu com as características dimensionais para cálculo do  $Bn$ .

Fonte: Adaptado de Zoz; Grisso (2003).

J.Y. Wong (2010) e Osetinsky; Shmulevich (2002) apresentam uma modelagem matemática do pneu e do solo, para determinar as equações dos parâmetros de tração. A Figura 6 mostra o modelo utilizado por J.Y. Wong (2010) para análise da interação pneu-solo, no qual é considerada a deflexão do pneu e a deformação do solo. A interface entre esses componentes é modelada dividindo-a em 3 partes. A superfície AB é assumida como plana, as superfícies BC e DA como circunferências. Através do equilíbrio das forças verticais, o autor desenvolve a equação 3 para o cálculo da tração bruta e a equação 4 para o cálculo da resistência ao rolamento.

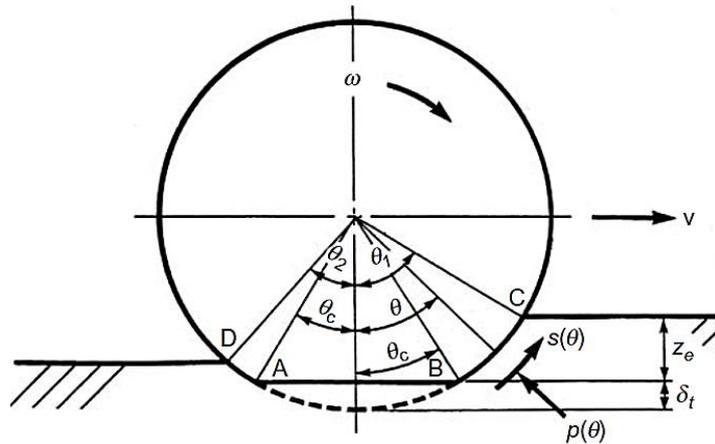


Figura 6 – Modelagem da interação pneu-solo apresentado por Wong.

Fonte: J.Y. Wong (2010).

$$GT = \frac{b_{ti}D}{2} \int_{\theta_c}^{\theta_1} s(\theta) \cos \theta d\theta + b_{ti} \int_0^{l_{AB}} s(\theta) dx + \frac{b_{ti}D}{2} \int_{\theta_c}^{\theta_2} s(\theta) \cos \theta d\theta \quad (3)$$

$$MT = \frac{b_{ti}D}{2} \left[ \int_{\theta_c}^{\theta_1} p(\theta) \sin \theta d\theta - \int_{\theta_c}^{\theta_2} p(\theta) \sin \theta d\theta \right] \quad (4)$$

Onde:

$b_{ti}$  – Largura do pneu [m]

$D$  – Diâmetro do pneu sem deflexão [m]

$\theta_1$  – Ângulo de referência do ponto C [rad]

$\theta_2$  – Ângulo de referência do ponto D [rad]

$\theta_c$  – Ângulo de referência do ponto A [rad]

$s(\theta)$  – Tensão de cisalhamento ao longo de  $\theta$  [kPa]

$l_{AB}$  – Distância entre os pontos AB [m]

$p(\theta)$  – Pressão normal ao longo de  $\theta$  [m]

A Figura 7 mostra o método de Osetinsky; Shmulevich (2002), no qual os autores propõem uma modelagem considerando o perfil de deformação do pneu e do solo, como sendo uma parábola  $z = z_0 - ax^2$  de coeficientes  $z_0$  para o cálculo da altura de deformação do solo e  $a$  como sendo o inverso do diâmetro do pneu. Realizando o equacionamento através de uma análise do equilíbrio das forças horizontais, os autores chegaram na equação para a tração bruta conforme a equação 5 e a resistência ao rolamento segundo a equação 6.

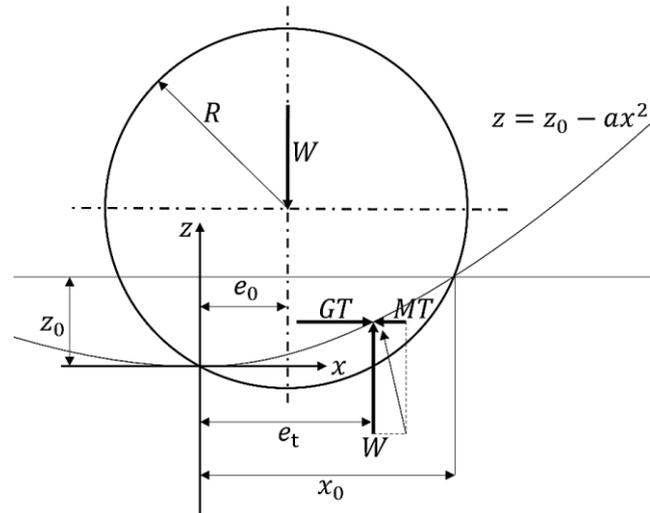


Figura 7-Modelagem da interação pneu-solo de Osetinsky; Shmulevich (2002) adaptado.

$$GT = \int_0^{x_0} \frac{\sigma_v \left( 2ax - \tan \phi \left( 1 - e^{-\frac{j}{K}} \right) \right) - c \left( 1 - e^{-\frac{j}{K}} \right) \left( (2ax)^2 + 1 \right)}{1 + 2ax \left( 1 - e^{-\frac{j}{K}} \right) \tan \phi} b dx \quad (5)$$

$$MT = W_t (e_t - e_0) \quad (6)$$

Onde:

$x_0$  – Comprimento horizontal entre o ponto de contato posterior e dianteiro [m]

$\sigma_v$  – Tensão normal exercida pelo pneu no solo [kPa]

$a$  – Coeficiente do termo quadrático da parábola [-]

$x$  – Distância ao longo de  $x$  [m]

$\phi$  - Ângulo interno de atrito [rad]

$j$  – Deslocamento do cisalhamento [m]

$K$  – Modulo de cisalhamento [kPa]

$b$  – Largura do pneu [m]

$W_t$  – Peso dinâmico [N]

$e_t$  – Excentricidade da reação do solo em relação ao ponto de contato posterior [m]

$e_0$  – Distância do centro de roda ao ponto de contato posterior [m]

Com essas modelagens pode-se realizar uma implementação computacional para testes de modelos, com a qual é possível verificar necessidades de lastreamento e alterações visando

a máxima eficiência de tração, por exemplo. Uma vez que cada parâmetro dos modelos apresentados é conhecido, é possível desenvolver estratégias de controle de tração aplicadas a veículos agrícolas. A Figura 11 mostra um exemplo desenvolvido por Jayoung Kim; Jihong Lee (2014) sobre o comportamento de cada parâmetro de tração em relação a patinagem. Como esperado, a eficiência de tração tem um ponto máximo em uma patinagem ideal para aquela situação em que o gráfico foi confeccionado. Esse valor ótimo de deslizamento dependerá das propriedades do solo, ou seja, a eficiência de tração terá seu valor correspondente de patinagem diferente a cada vez que as propriedades do solo mudarem consideravelmente.

## 2.4 Interação Esteira-Solo.

A interação pneu-solo apresentada serviu como base para o desenvolvimento de estudos para modelar uma esteira para solo agrícola. Grisso et al. (2006) desenvolveram um modelo empírico que faz adaptações do modelo de pneu de Brixius (1987). A Figura 8 mostra o esquema de força do modelo proposto.

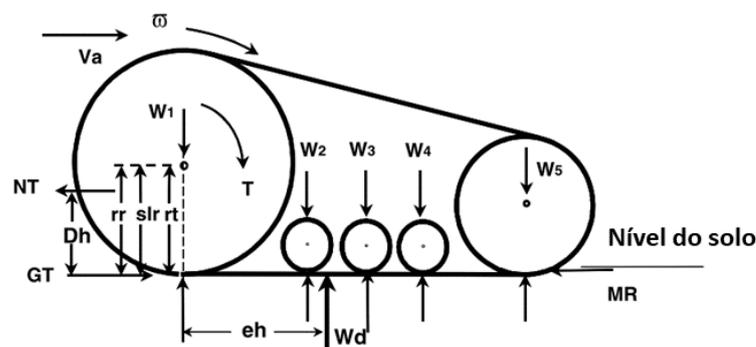


Figura 8 – Modelo de uma esteira de borracha

Fonte: Adaptado de Grisso et al. (2006).

Onde:

$V_a$  – Velocidade de avanço do veículo [km/h]

$\omega$  – Velocidade angular a roda motriz [rad/s]

$W_i$  – Cargas distribuídas nos rodados [N]

$W_d$  – Carga de reação do solo [N]

$MR$  – Resistência ao rolamento [N]

$GT$  – Força bruta de tração [N]

$NT$  – Força líquida de tração [N]

$e_h$  – Localização da Carga de reação do solo em relação a roda motriz [m]

$D_h$  - Altura da força do implemento [m]

$rr, slr, rt$  – Raio de rolamento, dinâmico e do torque respectivamente [m]

As equações dos parâmetros de tração adaptadas do Brixius (1987) para esteira da força bruta de tração, resistência ao rolamento, número de mobilidade e o índice do peso dinâmico são mostradas nas equações, 7, 8, 9 e 10 respectivamente.

$$GT = W_d \left[ 1,10 (1 - e^{-0,025B_n})(1 - e^{-17s}) + \frac{0,03}{DWI} \right] \quad (7)$$

$$MR = W_d \left[ \frac{1,75}{B_n 0,7 DWI} + \frac{0,03}{DWI} + \frac{0,5s}{\sqrt{B_n}} \right] \quad (8)$$

$$B_n = \left( \frac{CI TW TL}{W (1 - e^{-CI/0,698})} \right) \left( \frac{5}{1 + 6 \left( \frac{TW}{TL} \right)} \right) \quad (9)$$

$$DWI = 1 - ABS \left( \frac{0,7(DWR - 1)}{(DWR + 1)} \right) \quad (10)$$

Onde:

$s$  – Deslizamento do veículo [-]

$TL$  – Comprimento da esteira [m]

$TW$  – Largura da esteira [m]

$DWR$  – Relação dinâmica de peso [-]

$DWI$  – Índice do peso dinâmico [-]

$CI$  – Índice de cone [kPa]

Alsaleh et al. (2009) publicaram alguns métodos utilizados para o cálculo da tração líquida gerada por uma esteira de borracha em tratores agrícolas. Um desses métodos é mostrado na equação 11, obtida por meio da relação empírica entre a tensão-deslocamento de cisalhamento gerada pela esteira e o solo.

$$NT = (A c + W \tan \varnothing) \left\{ 1 - \left( \frac{K}{s l} \right) \left[ 1 - \exp \left( \frac{-s l}{K} \right) \right] \right\} \quad (11)$$

Onde:

$NT$  – Tração líquida (por esteira) [N]

$A$  – Área de contato esteira-solo [m<sup>2</sup>]

$W$  – Peso dinâmico da esteira [N]

$l$  – Comprimento de contato entre a esteira e o solo [m]

$s$  – Patinagem [-]

$c$  – Coesão do solo [kPa]

$K$  – Módulo de tensão de cisalhamento [kPa]

$\varnothing$  - Ângulo de atrito interno do solo [rad]

Os parâmetros  $c$ ,  $l$ , e  $K$  são propriedades do solo determinados experimentalmente.

## 2.5 Controladores de tração para veículos fora de estrada

Sistemas de controle de tração para veículos agrícolas e fora de estrada foram desenvolvidos utilizando diversas estratégias de controle. Aqui são apresentados alguns autores em ordem cronológica para demonstrar a evolução no desenvolvimento desses sistemas.

Yoshida; Hamano (2002) utilizaram a modelagem de Bekker-Wong de interação pneu-solo e um modelo dinâmico de veículo do tipo Rover para desenvolver o controle de tração. A estratégia de controle utilizada pelos autores consistia em controlar o deslizamento das rodas de forma individual, buscando atingir a patinagem ótima definida, que detém a máxima eficiência de tração. O sistema utiliza um controlador proporcional-integral (PI) que gerencia o sinal PWM dos motores elétricos para controlar o torque e a rotação de cada roda, alcançando o deslizamento definido. Todos os parâmetros necessários para a modelagem do sistema, incluindo o coeficiente de adesão do solo, são conhecidos neste trabalho. O diagrama de blocos é mostrado na Figura 9.

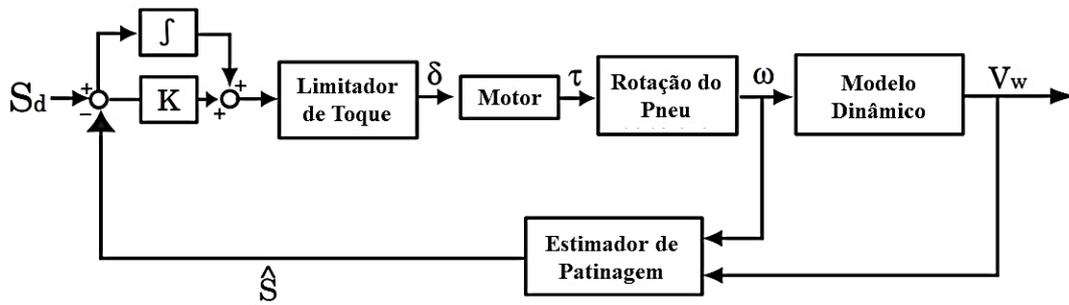


Figura 9 - Diagrama de blocos do controlador de tração de Yoshida.

Fonte: Adaptado de Yoshida; Hamano (2002).

Iagnemma; Dubowsky (2004) empregaram dois critérios para o controle de tração, sendo o primeiro focado em maximizar a força de tração e o segundo em minimizar o consumo de energia. Para primeiro critério, utilizaram a modelagem da interação pneu-solo de Bekker-Wong. A estratégia de controle baseava-se na observação de que a força de tração máxima que um terreno pode suportar aumenta com o crescimento da força normal. O controle desenvolvido para este critério visava minimizar a razão entre essa força de tração e a normal, como indicado pela equação 12.

$$R = \frac{T}{N} \quad (12)$$

Para o critério de minimizar o consumo de energia, para o qual a fonte de tração é proveniente de motores DC, Iagnemma; Dubowsky (2004) chegou na equação 13 que relaciona raio da roda  $r$ , força de tração  $T$ , resistência do motor  $R$ , constante de torque  $K$  e a redução do motor  $n$ .

$$P = \frac{Rn^2r^2}{K^2} \sum T \quad (13)$$

A estratégia de controle empregou um controlador PID para regular o parâmetro  $R$  em situações de terreno acidentado e  $P$  em terrenos regulares. A condição do terreno era discernida com base no ângulo de contato do pneu com o solo, monitorado por sensores equipados com um filtro de Kalman.

Lhomme-Desages et al. (2009) desenvolveram um controle de deslizamento com base em parâmetros do solo, determinados de forma offline. Em outras palavras, esses parâmetros

necessários para calcular as forças de interação com o pneu não eram atualizados durante o trajeto. Antes da operação, esses valores eram estimados experimentalmente por meio do monitoramento das correntes dos motores, aplicando diferentes níveis de escorregamento nos pneus. Assim, foi possível traçar uma curva de corrente versus deslizamento e, por meio de uma relação experimental da força de tração, estimar o tipo de solo, cujos resultados são mostrados na Figura 10. Com o conhecimento do solo, o deslizamento ótimo era predefinido no sistema de controle antes da operação. Posteriormente, um controlador proporcional-integral (PI) era implementado para regular o sinal PWM de cada motor com base na função objetivo apresentada na equação 14.

$$U = K_p(s_{definido} - s) + K_i \int (s_{definido} - s) dt \quad (14)$$

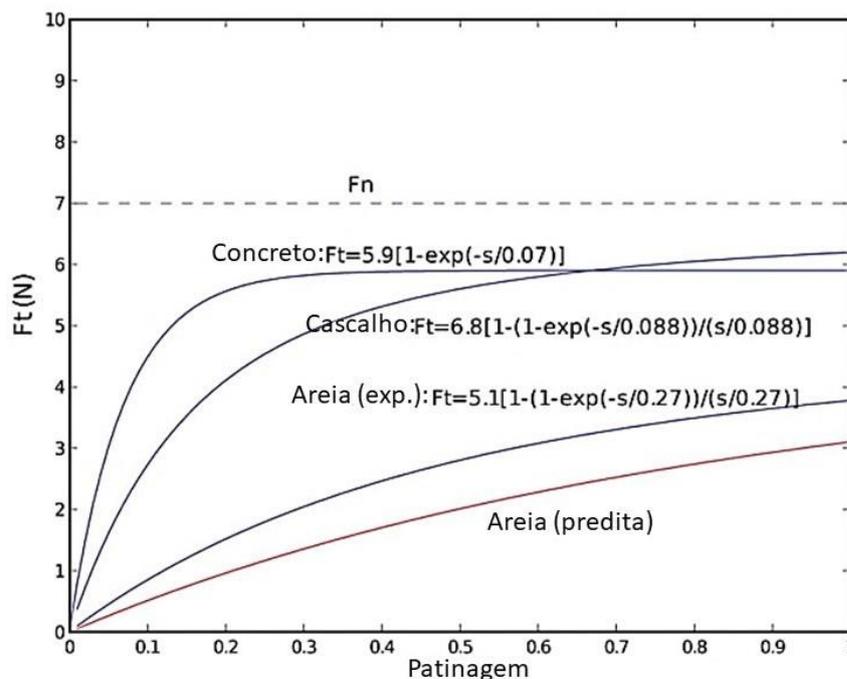


Figura 10 - Relação experimental entre a força de tração e o deslizamento.

Fonte: Lhomme-Desages et al. (2009).

Jayoung Kim; Jihong Lee (2014) desenvolveram um controle de tração com o objetivo de otimizar a força de propulsão e a eficiência energética de tratores. Esse controle foi dividido em três etapas. Na primeira etapa, denominada “observação do estado adaptativo”, os parâmetros do veículo naquele momento foram identificados por meio de sensores, como sua velocidade real, velocidade de rotação das rodas e força de tração.

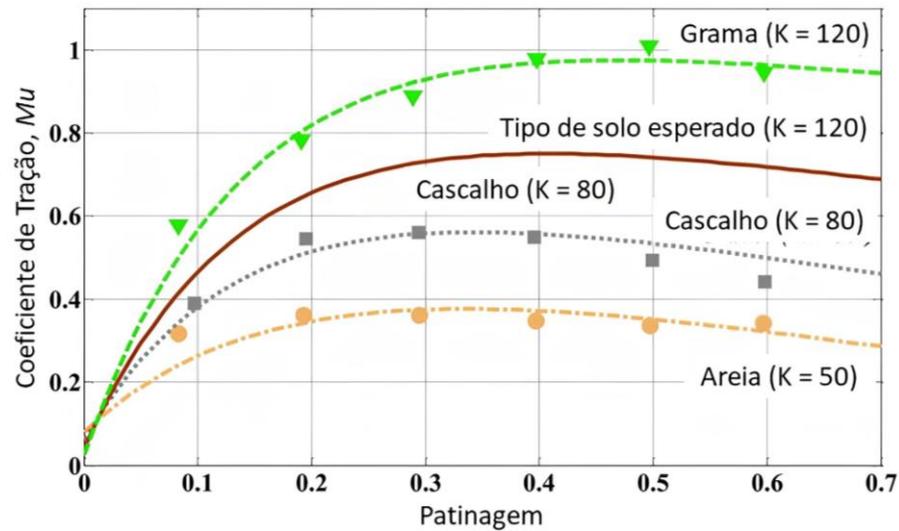


Figura 11 - Relação experimental entre coeficiente de tração e deslizamento.

Fonte: Jayoung Kim; Jihong Lee (2014).

A segunda etapa estimava o coeficiente de resistência do solo  $K$  com base na relação entre o coeficiente de tração e o deslizamento das rodas, conforme ilustrado na Figura 11. O deslizamento ótimo, que era atualizado ao longo do trajeto do veículo, era calculado pela equação 15 proposta por Jayoung Kim; Jihong Lee (2014), utilizando o coeficiente  $K$  estimado. A última etapa consistia no controle do deslizamento de cada roda, utilizando um controlador proporcional-integral-derivativo (PID), cujo diagrama de blocos é apresentado na Figura 12.

$$s_E = \frac{(K - \alpha)}{\beta} \quad (15)$$

Onde:

$s_E$  - Deslizamento ótimo [-]

$\alpha = 677.4$  [-]

$\beta = -5242.9$  [-]

$K$  - Coeficiente de resistência do solo [-]

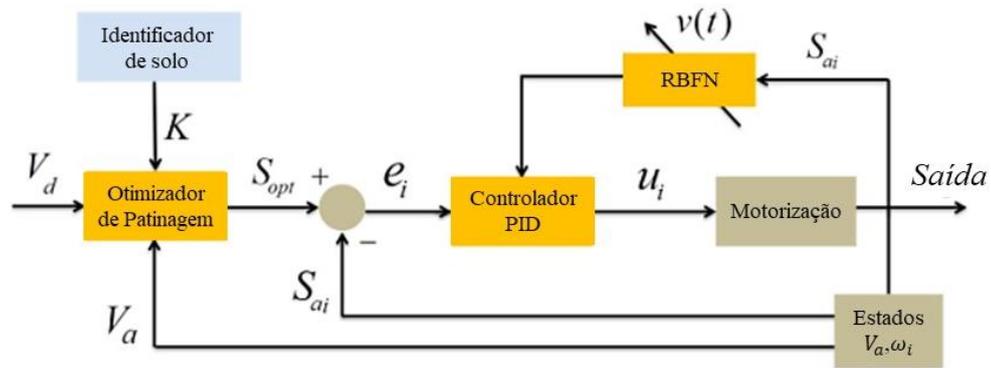


Figura 12 - Diagrama de blocos do controlador de tração de Jayoung Kim.

Fonte: Adaptado de Jayoung Kim; Jihong Lee (2014).

Gao et al. (2015) implementaram um sistema de controle para o deslizamento longitudinal aplicados em veículos do tipo Rover. A sua estratégia de controle foi utilizar um controle *Fuzzy* adaptativo para otimizar o deslizamento, com o objetivo de ter máxima eficiência de tração e minimizar o consumo de energia. A Figura 13 mostra o ensaio que foi realizado para caracterizar o comportamento da eficiência de tração, e consumo de energia em função do deslizamento para cada roda do veículo. Após definir o deslizamento ótimo através deste ensaio, o controle é realizado não havendo atualização do seu valor durante a trajetória do veículo. A Figura 14 mostra o diagrama de blocos do controle *fuzzy* adaptativo que utiliza o torque nas rodas para chegar ao deslizamento ideal.

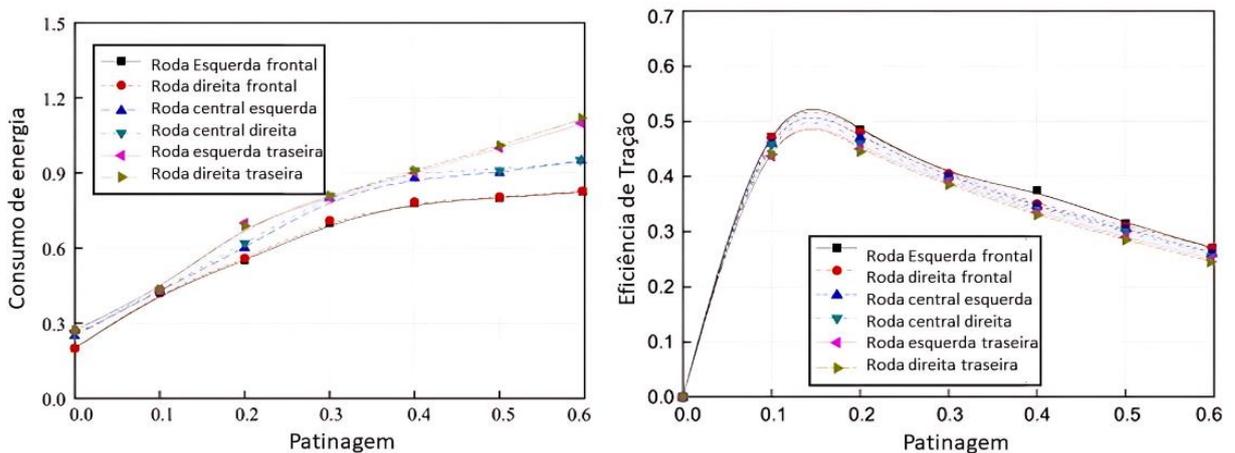


Figura 13 - Consumo de energia e eficiência de tração em relação ao deslizamento.

Fonte: Gao et al. (2015).

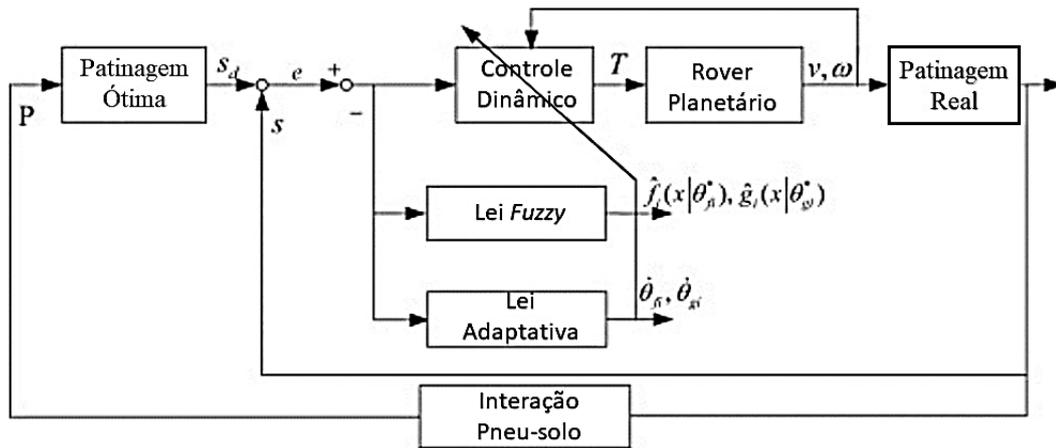


Figura 14 - Diagrama de blocos do controlador de Gao.

Fonte: Adaptado de Gao et al. (2015).

Savitski et al. (2017) desenvolveram um controle de tração para um veículo fora de estrada destinado a operar em condições de gelo. Este veículo possui tração independente nas quatro rodas, cada uma impulsionada por motores elétricos, e utiliza controladores do tipo modos deslizantes e proporcional integral derivativo (PID). O controlador estima as condições da estrada, incluindo o coeficiente de aderência e a patinação, para determinar o torque máximo que pode ser aplicado a cada roda, levando em consideração a máxima capacidade de tração disponível naquele momento. Os autores concluíram que o controle demonstrou robustez.

Osinenko; Streif (2017) modelaram um controle de tração com o objetivo de otimizar a força de propulsão e a eficiência energética do trator elétrico RigiTrac EWD 120. Este controle se assemelha com o controle desenvolvido por Jayoung Kim; Jihong Lee (2014) na estimativa do coeficiente de resistência do solo, com a diferença de que era utilizado um filtro de Kalman (KF) para refinar a busca. Por conta da dinâmica do sistema, Osinenko; Streif (2017) observaram que poderia haver divergências nos resultados destas estimativas. Para resolver este problema, os autores adicionaram um sistema de lógica difusa (FLS) resultando em um filtro chamado de AUKF-FS. A Figura 15 mostra o seu fluxograma.

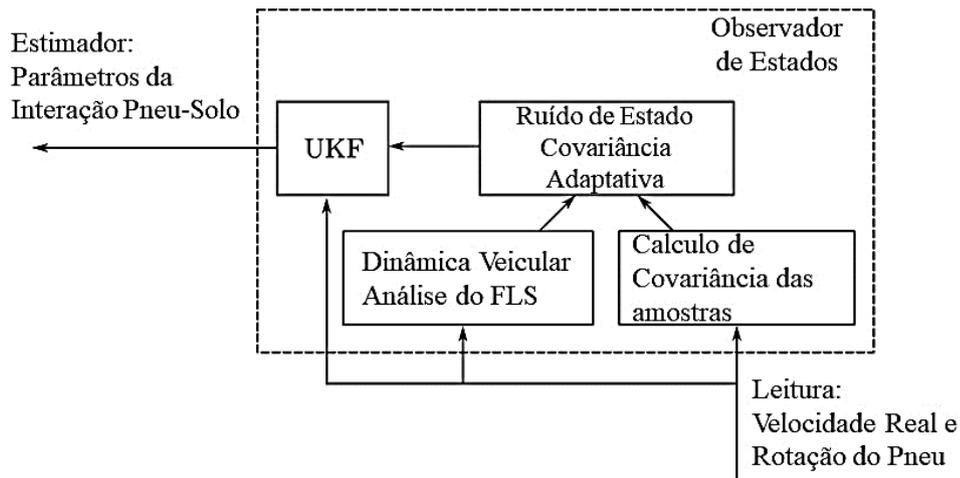


Figura 15 - Fluxograma do filtro AUKF-FS.

Fonte: Adaptado de Osinenko; Streif (2017).

O controle de deslizamento era realizado por um sistema do tipo SMC (Sliding Mode Control) para agir diretamente no sinal elétrico do torque nos motores. O fluxograma de todo controle é mostrado na Figura 16.

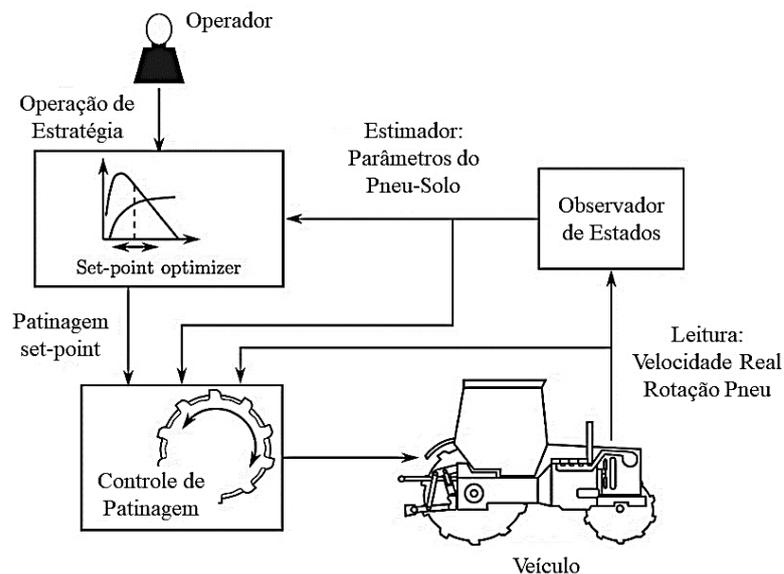


Figura 16 - Fluxograma do controlador de tração de Osinenko.

Fonte: Adaptado de Osinenko; Streif (2017).

Kobelski et al. (2021), tendo em vista a dificuldade de estimar parâmetros de tração em tempo real, para desenvolver controles que diminuam o consumo energético e aumentem a eficiência de tração, projetaram um estimador online aperfeiçoando métodos que utilizaram

filtro de Kalman adaptativo em trabalhos anteriores a este. Esses parâmetros de tração estimados são os coeficientes de adesão do solo e de rolamento, que são funções do deslizamento das rodas (Kobelski et al. 2021).

A Figura 17 mostra o fluxograma do algoritmo deste trabalho, onde sensores realizam a leitura de alguns dados que são fornecidos ao filtro Kalman adaptativo (AUKF), que por sua vez estima os coeficientes de adesão  $\mu$ , patinagem  $s$  e resistência ao rolamento  $\rho$ . A partir de medidas de adesão  $\mu$  e relação de deslizamento  $s$ , o algoritmo calcula curvas inteiras da razão entre o deslizamento e adesão, como mostra a Figura 18. Essas curvas eram utilizadas para identificar a patinagem ótima global que era atualizado no controle de tração. Basicamente o filtro de Kalman estimava os valores de entrada ( $\mu, s, \rho$ ) a partir dos dados de saída do modelo que eram lidos por sensores, como velocidades e forças de tração.

Vieira et al. (2021) propuseram um sistema de controle de tração para veículos autônomos off-road, como tratores, veículos militares e máquinas agrícolas. O autor desenvolveu dois controladores para comparação: um PID convencional e outro PID com parâmetros variáveis de acordo com a operação. O parâmetro de referência para esse controlador foi a velocidade de operação, controlada pelo torque, levando em consideração a patinagem. O autor concluiu que um controle que não considera o tipo de solo não é desejável em situações com variações significativas do solo.

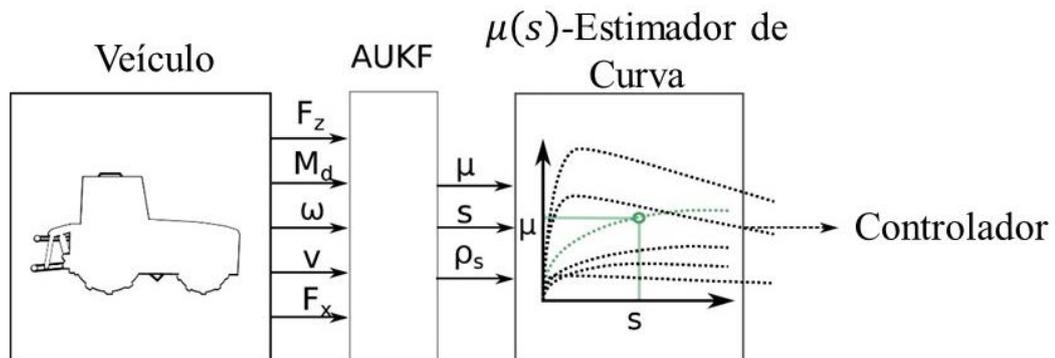


Figura 17 - Fluxograma da estratégia de controle de Osinenko.

Fonte: Adaptado de Kobelski et al. (2021).

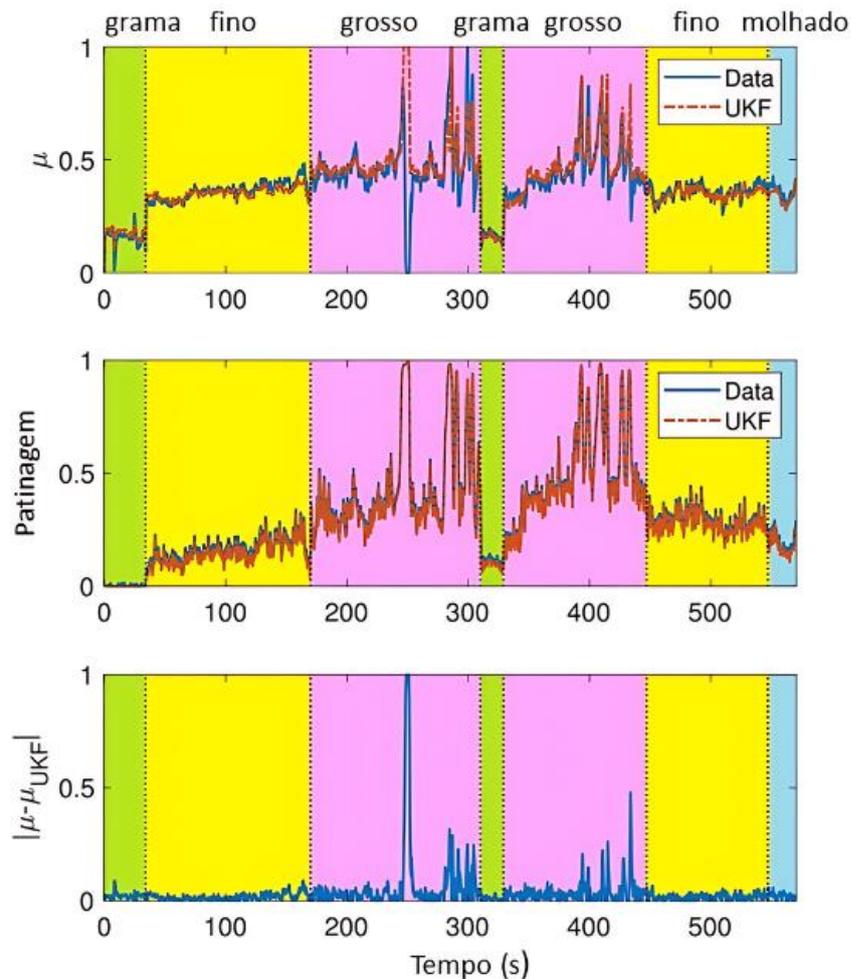


Figura 18 - Comparação entre os dados reais e estimados.

Fonte: Kobelski et al. (2021).

De Melo et al. (2022) apresentaram uma solução de controle de tração para tratores elétricos com tração nas duas rodas traseiras (2WD). O objetivo era manter a taxa de patinação da roda dentro de uma faixa ótima para aumentar a capacidade de tração, por meio de um controlador proporcional-integral (PI), que considera apenas a dinâmica longitudinal do trator. Após a simulação, os autores conduziram testes experimentais. O modelo matemático do trator foi obtido por meio de um método de identificação paramétrica baseado em dados medidos do trator elétrico, gerando uma função de transferência que facilitou o dimensionamento do controle PI. A Figura 19 mostra o diagrama de blocos da estratégia de controle de tração apresentada.

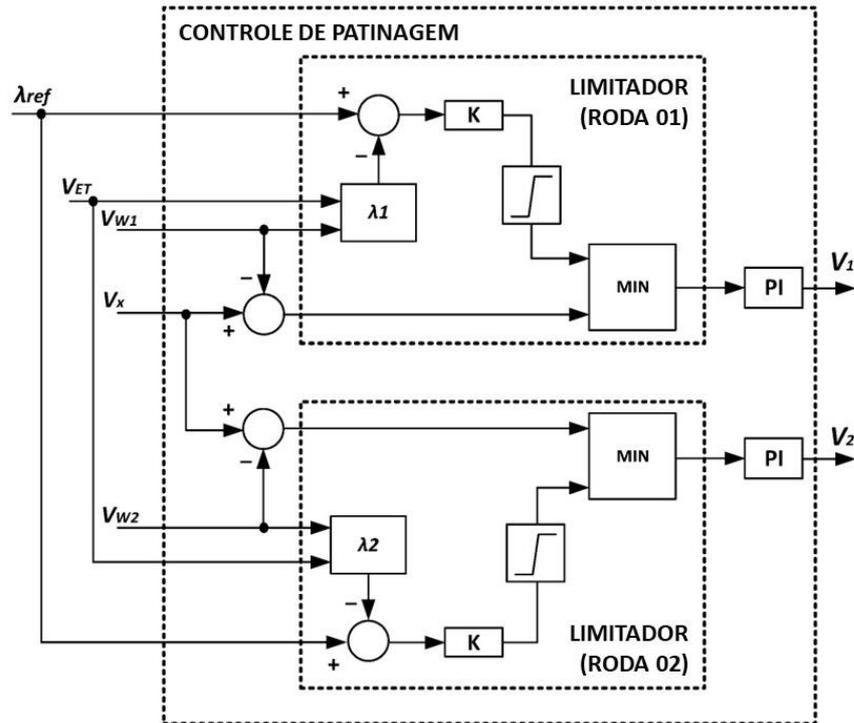


Figura 19 - Diagrama de bloco da estratégia de controle.

Fonte: Adaptado de De Melo et al. (2022).

Onde:

$\lambda_i$  – Patinagem longitudinal da roda  $i$  [-]

$\lambda_{ref}$  – Patinagem de referência [-]

$V_{Wi}$  – Velocidade da roda  $i$  [m/s]

$V_{ET}$  – Velocidade do trator [m/s]

$V_x$  – Velocidade de referência [m/s]

Heubaum et al. (2022) propuseram um sistema de controle de tração para colheitadeiras, desenvolvendo um modelo dinâmico longitudinal que levou em consideração a tração dianteira e a distribuição diferenciada de carga nesse tipo de veículo fora de estrada. A estratégia de controle foi fundamentada no controle de patinagem, utilizando a curva característica de aderência do solo atualizada online, conforme foi proposto por Osinenko et al. (2015). Um novo set-point de patinagem foi ajustado com base nessa abordagem, onde através dos torques o controlador atuou para satisfazer o novo valor ótimo de patinagem que fornece a melhor eficiência de tração nas condições atuais. Foram propostos dois tipos de controladores de tração: um proporcional integral derivativo (PID) e outro baseado em modos deslizantes, onde os dois

foram avaliados pelo autor. Os autores chegaram em melhores resultado com o controlador de tração que utilizou o método do modo deslizante, no entanto, ambos os algoritmos conseguiram controlar a tração da colheitadeira. A Figura 20 mostra os resultados da simulação utilizando o controlador de tração proposto.

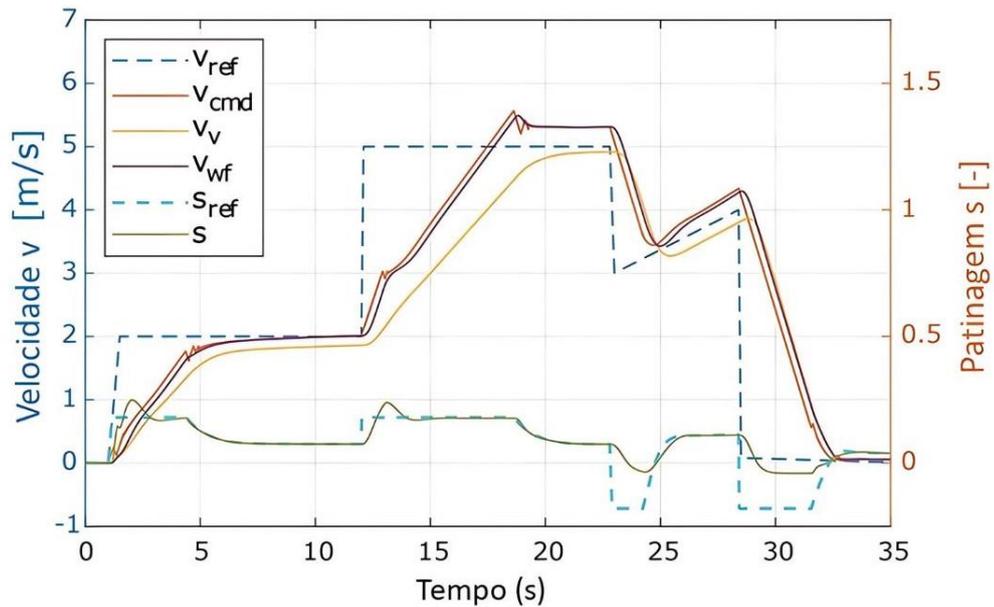


Figura 20 - Resultado da simulação do controlador.

Fonte: Adaptado de Heubaum et al. (2022).

Onde:

$V_{ref}$  – Velocidade de referência [m/s]

$V_{cmd}$  – Velocidade desejada da roda [m/s]

$V_v$  – Velocidade da colheitadeira [m/s]

$V_{wf}$  – Velocidade da roda dianteira [m/s]

$s_{ref}$  – Patinação de referência [-]

$s$  – Patinação real [-]

Zhang et al. (2023) desenvolveram uma estratégia de controle de tração baseada na distribuição de carga nos eixos dianteiro e traseiro e na força gerada pelo implemento. Essa abordagem foi aplicada a tratores elétricos com ajuste de posição da bateria. Uma função de otimização multiobjetivo foi então criada para aprimorar o desempenho da tração, utilizando um algoritmo de enxame de partículas multiobjetivo para determinar a posição ideal da bateria

e a profundidade de preparo do solo. Isso possibilitou o controle cooperativo eficiente do sistema de lastro ativo e do sistema de engate eletro-hidráulico da altura do implemento. A equação 16 mostra a função de otimização multiobjetivo a ser maximizada.

$$\begin{cases} f_1 = 0.72 \times \left( 1 - \frac{F_{ff} + F_{fr}}{F_q} \right) (1 - s) \\ f_2 = 1 - s \end{cases} \quad (16)$$

Onde:

$F_{ff}$  – Resistência ao rolamento da roda dianteira [N]

$F_{fr}$  – Resistência ao rolamento da roda traseira [N]

$F_q$  – Força motriz da roda traseira [N]

$s$  – Deslizamento da roda [-]

Yan et al. (2023) propuseram um controle de tração para um trator híbrido com tração nas quatro rodas. A estratégia de controle desenvolvida visa regular o torque em cada roda, distribuindo-o de modo a controlar o deslizamento e mantê-lo na faixa ótima de eficiência de tração. O controle utilizado foi do tipo *fuzzy*. A faixa ótima de patinagem da roda, que o controlador busca, foi fixada entre 10% e 15%. Para cada eixo, dianteiro e traseiro, há um controlador *fuzzy* operando de forma individual.

Wang et al. (2023) desenvolveram uma estratégia de controle de tração para tratores elétricos equipados com dois motores elétricos, gerenciados por caixas de transmissão e embreagens eletromagnéticas. Propuseram um gerenciamento de energia por meio de cálculos de torque sob demanda e uma estratégia de distribuição desse torque, utilizando a combinação dos dois motores. Isso foi alcançado por meio de um controlador não linear do tipo proporcional integral derivativo (PID) e um algoritmo otimizador. A Figura 21 apresenta a estrutura do sistema de transmissão e motor, onde  $G_i$  representa as engrenagens,  $C_i$  as embreagens magnéticas e  $S_i$  a corrente de transmissão.

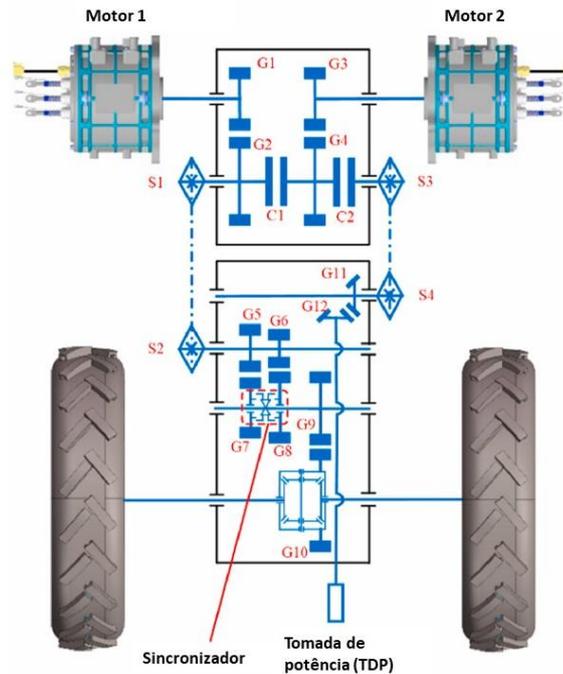


Figura 21 - Estrutura do sistema de transmissão para o controle de tração.

Fonte: Adaptado de Wang et al. (2023)

## 2.6 Controlador de tração utilizando MPC

Trabalhos que empregam controle de tração com controladores do tipo preditivo em veículos *off-road*, especialmente em tratores agrícolas, ainda são difíceis de encontrar. Em contrapartida, esse tipo de controlador pode ser facilmente encontrado em veículos *on-road*. As estratégias de controle preditivo utilizadas nesses tipos de veículos podem ser aplicadas no desenvolvimento de aplicações para tratores agrícolas, sendo necessária a adaptação da interação pneu-solo para o ambiente *off-road*.

Yuan et al. (2016) desenvolveram um sistema de controle de deslizamento utilizando um controle preditivo por modelo (MPC) não linear para um veículo tracionado por quatro motores elétricos. O objetivo do controle foi otimizar a segurança do veículo, obter um bom desempenho longitudinal de aceleração e frenagem, preservar o conforto do motorista e reduzir o consumo de energia. A estratégia de controle consiste em ajustar o torque de forma individual em cada motor elétrico, buscando o deslizamento ótimo em cada roda. O artigo utiliza um mapa de deslizamento ótimo para determinar as zonas estáveis de deslizamento para cada roda,

levando em consideração as condições da estrada. O mapa de deslizamento ótimo é gerado a partir de simulações e experimentos em condições variadas de estrada. Para cada objetivo, foi criada uma função objetivo a ser otimizada pelo MPC, sendo que cada uma recebeu um peso de acordo com a preferência.

Jung; Choi (2020) desenvolveram um controle de tração integral para veículos com tração nas quatro rodas (AWD), utilizando MPC. A modelagem dinâmica empregada foi um modelo plano de veículo, que inclui as forças dos pneus e seus respectivos deslizamentos. Para o desenvolvimento do controlador, a modelagem matemática foi expressa no formato de espaço de estados, considerando as restrições específicas de cada parâmetro. A equação 17 mostra a função custo do MPC a ser minimizada, e a cada horizonte de controle, novos valores são encontrados para minimizar essa função e alcançar o objetivo final, que são os valores ótimos de torque, onde  $x$ ,  $u$ ,  $Q$  e  $P$  são entradas e estados do sistema. Os autores concluíram que o controlador baseado em MPC exibiu um desempenho superior de aceleração longitudinal em comparação com o controlador PID, especialmente em condições de estrada escorregadia.

$$J(x_k, U_k) = \sum_{i=0}^{N-1} \left\{ (x_{k+i} - x_{d,k+i})^T Q (x_{k+i} - x_{d,k+i}) + \dots + u_{k+i}^T R u_{k+i} \right\} + (x_{k+N} - x_{d,k+N})^T P (x_{k+N} - x_{d,k+N}) \quad (17)$$

Li et al. (2021) desenvolveram um controle de deslizamento para estabilidade longitudinal e lateral de um veículo elétrico com tração independente nas quatro rodas. Este trabalho considera um modelo de pneu não-linear que leva em conta as forças laterais, tornando o modelo final mais próximo da realidade. Os torques foram controlados com a estratégia do MPC, buscando minimizar a taxa de patinagem, taxa de guinada de referência e a velocidade lateral do veículo para melhorar a sua estabilidade. Os autores utilizaram três funções de custo para projetar o MPC: a primeira para a velocidade de guinada, a segunda para a velocidade lateral e a terceira para a velocidade longitudinal relativa dos pneus. As simulações foram concluídas com o método hard-in-the-loop, demonstrando que o controlador pode atender aos requisitos estabelecidos no artigo.

Li et al. (2022) Desenvolveram um controle de tração utilizando MPC para veículo elétrico com tração traseira com o objetivo de otimizar a entrega de torque na roda. Os motores elétricos possuem uma resposta muito alta de torque e velocidade em comparação aos motores

de combustão, o que pode causar deslizamento das rodas. Esse controlador proposto gerenciou o torque para gerar uma patinação fixa julgada como um valor ótimo para melhor tração do veículo. Os autores concluíram que o controle preditivo apresentou um bom desempenho para a estabilização da patinação na aceleração do veículo elétrico a bateria.

Shi et al. (2022) propuseram uma estratégia de controle de tração do tipo Redução de Patinação na Aceleração (ASR), baseada em Controle Preditivo de Modelo Não Linear (N MPC). Focados em um veículo elétrico com tração independente nas quatro rodas (4WD), os autores modelaram o N MPC com duas funções de custo: a primeira para entregar a rotação necessária para a patinação ideal atual e a segunda para minimizar a oscilação da taxa de variação da variável de controle. A estratégia de controle levou em consideração, para o mesmo eixo, a roda com maior patinação para atuar; no entanto, as atuações trabalham em conjunto para manter a velocidade desejada do veículo. Os autores concluíram que o controlador proposto é robusto e atendeu aos requisitos.

### 3 METODOLOGIA

Neste capítulo, apresentam-se os métodos utilizados no desenvolvimento do controlador de tração para uma semeadora autopropelida autônoma, bem como as estratégias empregadas para validar sua robustez e eficiência. A estratégia desenvolvida para o controle de tração MPC é baseada nas variações dos pesos dinâmicos de cada rodado, causadas pelas mudanças na força do implemento e da inclinação do solo, implicando na redução ou aumento da capacidade de tração. O sistema inteligente de controle de tração distribui os torques entre o eixo dianteiro e traseiro, com o intuito de buscar uma distribuição ótima de torque necessário para manter a velocidade na referência desejada, durante as operações, de forma a maximizar a eficiência de tração. Para isso, é utilizado um controlador preditivo baseado em modelo (MPC) para prever os cenários da força do implemento e da inclinação do solo. Utilizando o software *Matlab-Simulink*<sup>®</sup> para modelar o veículo e sua operação, e a ferramenta *Model Predictive Control Toolbox* do mesmo software para dimensionar o MPC, o controlador de tração busca manter a velocidade maximizando a eficiência de tração total em relação a um valor determinado. Para atingir tal objetivo, a função de custo do MPC recebe pesos para favorecer o eixo traseiro em relação ao dianteiro, priorizando assim o torque nas esteiras, uma vez que a capacidade de tração no eixo traseiro durante a maior parte do tempo de operação da máquina tem um valor maior do que a do eixo dianteiro.

Nas próximas seções, serão detalhados os passos para o desenvolvimento do controle de tração MPC. Inicialmente, o veículo será apresentado, destacando suas principais características do sistema de tração e funcionamento. A partir disso, foi definido o modelo dinâmico veicular, juntamente com todas as suas especificações necessárias para a modelagem da semeadora autopropelida. Na sequência, é apresentada a modelagem da interação pneu-solo, esteira-solo e o modelo do ciclo de trabalho do veículo, seguido da implementação da planta no software *Simulink*<sup>®</sup>, onde foi simulado o comportamento dinâmico da máquina obtendo alguns parâmetros como velocidade de avanço, rotação do pneu e da esteira, forças de tração geradas, arrasto, patinagem, eficiência de tração e demanda de potência. Em seguida, é apresentada a estratégia de controle adotada para alcançar os objetivos propostos. Posteriormente, tem-se a metodologia para o desenvolvimento do controlador de tração utilizando o Modelo Preditivo de Controle (MPC) e o passo-a-passo do seu dimensionamento. Por último, é abordado os cenários de teste para análise de performance do controlador de tração MPC proposto em

relação a um controlador de velocidade PID sem controle de tração como foi feito por Shi et al. (2022).

### 3.1 Projeto da semeadora autopropelida autônoma

A semeadora autopropelida autônoma proposta para o desenvolvimento de um sistema de controle de tração é mostrada na Figura 22. A imagem foi simplificada por questões de confidencialidade, já que se trata de um projeto que, até o momento em que este trabalho foi escrito, estava em desenvolvimento. O veículo é do tipo híbrido com arquitetura em série e autônomo, composto por dois pneus como tração dianteira e duas esteiras de borracha como tração traseira, ambos com motores elétricos independentes como fonte de potência. Este trabalho não focará no dimensionamento dos rodados e das esteiras, uma vez que já foram otimizados juntamente com a potência dos motores elétricos de acordo com a operação. A semeadora comporta seis linha de plantio para sementes e seis linhas para adubo. Seu funcionamento é o mesmo encontrado em semeadoras convencionais.

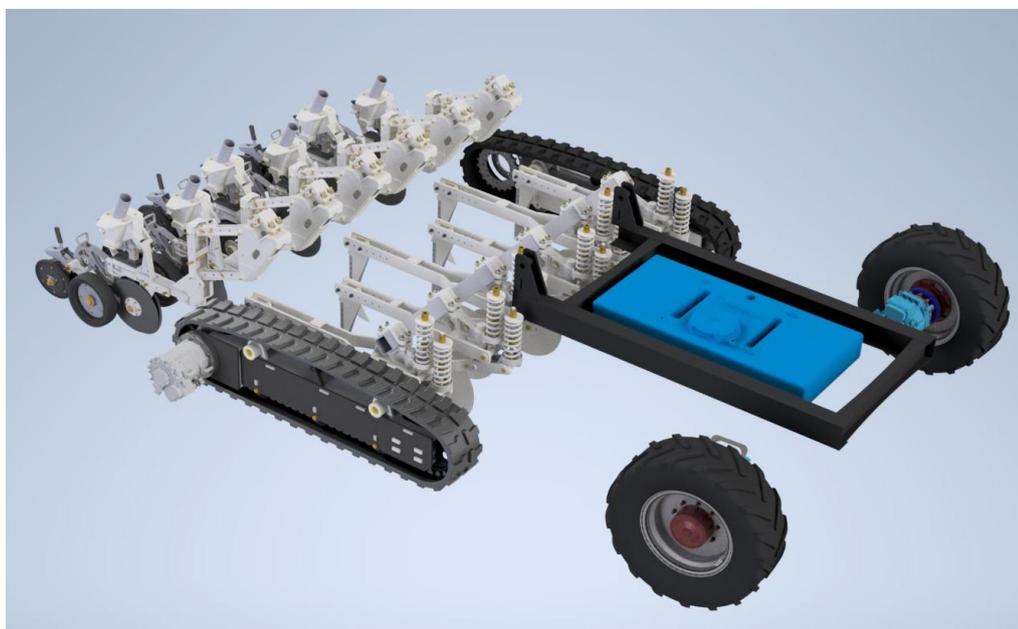


Figura 22 – Semeadora autopropelida autônoma elétrica proposta.

Fonte: Próprio autor.

### 3.2 Modelo Dinâmica da Semeadora Autopropelida

O modelo dinâmico da semeadora autopropelida utilizado neste trabalho é mostrado na Figura 23. O modelo considerado utiliza o método longitudinal veicular que envolve duas rodas com suas respectivas distribuições de forças em um plano inclinado, que incluem força de tração, resistência ao rolamento, gravitacional e força gerada pelo implemento.

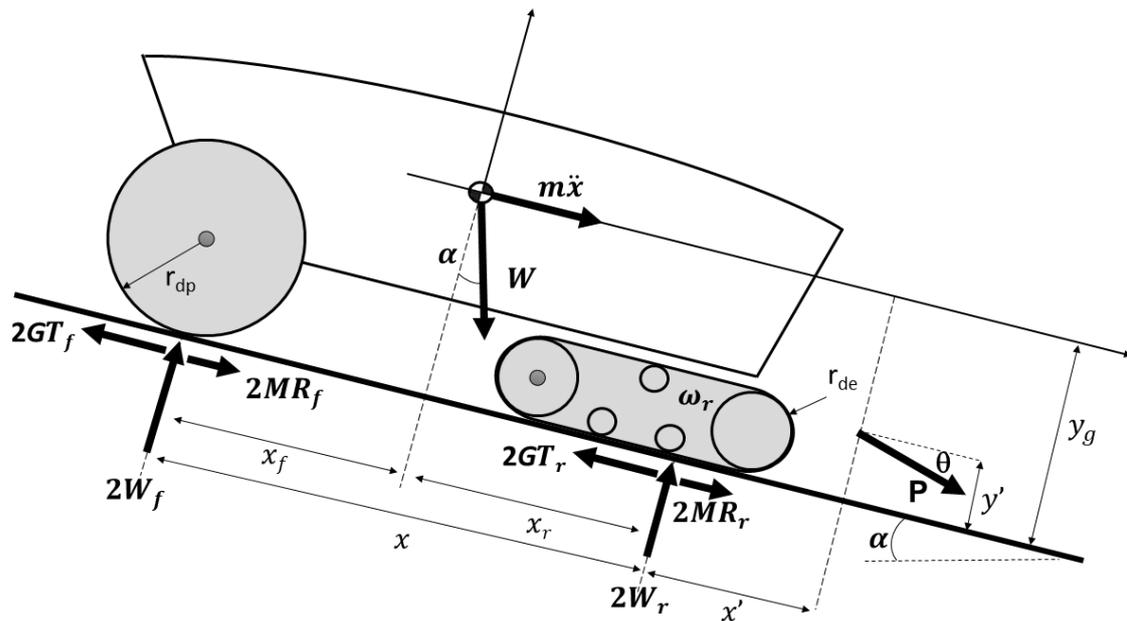


Figura 23 - Modelo dinâmico da semeadora autopropelida.

Fonte: Próprio autor.

Onde:

$GT_i$  – Força bruta de tração [N]

$MR_i$  – Resistência ao rolamento [N]

$W$  – Peso total do veículo [N]

$W_i$  – Peso dinâmico [N]

$m$  – Massa do veículo [kg]

$\ddot{x}$  – Aceleração do veículo [ $m\ s^{-2}$ ]

$P$  – Força do implemento [N]

$\alpha$  – Inclinação do solo [rad]

$\theta$  – Inclinação da força do implemento [rad]

$r_i$  – Raio dinâmico [mm]

$x_f$  – Distância do peso dinâmico frontal ao centro de gravidade [mm]

$x_r$  – Distância do peso dinâmico traseiro ao centro de gravidade [mm]

$x$  – Distância entre os pesos dinâmicos [mm]

$x'$  – Distância entre o peso dinâmico traseiro e força do implemento [mm]

$y'$  – Altura da força do implemento [mm]

$y_g$  – Altura do centro de gravidade [mm]

A Tabela 2 mostra os valores importantes da dimensão do veículo citado anteriormente, que foram definidos no seu projeto.

Tabela 2 – Dimensões importantes do veículo.

Fonte: Próprio autor.

Parâmetro	Valor	Unidade
$m$	7800	kg
$x_f$	1500	mm
$x_r$	1500	mm
$x$	3000	mm
$x'$	1000	mm
$y'$	500	mm
$y_g$	1335	mm

A modelagem para reproduzir o veículo saindo da inercia e entrando no movimento levando em consideração as forças resultantes da interação pneu-solo, parte da segunda lei de Newton através do somatório de todas as forças do eixo x como mostra a Figura 23. A equação 18 mostra está lei aplicada ao modelo.

$$2GT_f - 2MR_f + 2GT_r - 2MR_r - W \sin \alpha - P \cos \theta = m\ddot{x} \quad (18)$$

Para relacionar o torque aplicado com a geração da força bruta de tração, implementa-se a segunda lei de Newton para rotação, conforme mostrado por Taghavifar; Mardani (2017) e Shi et al. (2022). A equação 19 mostra essa relação que deve ser implementada para cada contato do veículo com o solo.

$$J_i \dot{\omega}_i = T_i - GT_i r_i - MR_i r_i \quad (19)$$

Onde:

$J_i$  – Momento de inercia do pneu ou da esteira [kg m<sup>2</sup>]

$\dot{\omega}_i$  – Aceleração angular do pneu ou esteira [rad s<sup>-2</sup>]

$T_i$  – Torque aplicado a roda ou esteira [N m]

Realizando o somatório em relação ao centro de massa dos momentos e forças atuantes, conforme mostram as equações 20, 21 e 22, obtêm-se os pesos dinâmicos da roda dianteira e traseira, encontrados nas equações 5 e 6, respectivamente, como demonstrado por Taghavifar; Mardani (2017) e Rajamani (2012). Com esses valores, será possível encontrar os parâmetros de tração importantes para o sistema de controle de tração, bem como simular em ambiente computacional toda a dinâmica do veículo ao longo de sua trajetória. Realizando o equacionamento do momento e das forças em relação ao centro de gravidade, tem-se:

$$\begin{aligned} \sum M = 2(W_f x_f - W_r x_r) - 2y_g (NT_f + NT_r) \\ - P \sin \theta (x_r + x') + P \cos \theta (y_g - y') = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

$$\sum F_x = -2(NT_f + NT_r) + W(t) \sin \alpha + P \cos \theta = 0 \quad (21)$$

$$\sum F_y = -2(W_f + W_r) - W(t) \cos \alpha - P \sin \theta = 0 \quad (22)$$

Fazendo as devidas manipulações matemáticas obtêm-se os pesos dinâmicos dianteiro  $W_f(t)$  e traseiro  $W_r(t)$ :

$$W_f(t) = \frac{W(t) [\cos \alpha x_r - \sin \alpha y_g] - P [\sin \theta x' + \cos \theta y'] - \frac{W}{g} \dot{x} y_g}{2x} \quad (23)$$

$$\begin{aligned}
& W_r(t) \\
& = \frac{W(t) [\cos \alpha x_r + \sin \alpha y_g] + P[\sin \theta (x' + x) + \cos \theta y'] + \frac{W}{g} \dot{x} y_g}{2x} \quad (24)
\end{aligned}$$

Outro parâmetro de tração importante para o controlador, é a eficiência de tração que neste estudo será chamado de eficiência de tração total  $TE_T$ , ou seja, a eficiência resultante da interação ente a eficiência do pneu e da esteira. Ela pode ser calculada a partir de uma análise energética através da potência total de entrada e saída do veículo mostrada na equação 25.

$$\begin{aligned}
TE_T &= \frac{Pot_{saída}}{Pot_{entrada}} \\
TE_T &= \frac{(NT_f + NT_r) V_a}{T_f \omega_f + T_r \omega_r} \quad (25)
\end{aligned}$$

Utilizando a equação 1 da patinagem e substituindo na equação 25 obtém-se:

$$TE_T = \frac{NT_f + NT_r}{\frac{GT_f}{1 - s_f} + \frac{GT_r}{1 - s_r}} \quad (26)$$

### 3.3 Modelagem dinâmica do pneu e esteira

Para alcançar resultados computacionais eficientes em um projeto de controle, é importante realizar uma modelagem precisa de todo o sistema físico. Isso implica em considerações para tornar o modelo o mais fiel possível à realidade. A interação entre o pneu e o solo no contexto *off-road* difere significativamente da interação em superfícies asfaltadas, principalmente devido à ausência de deformação considerável do solo nesta última. Portanto, para uma modelagem mais robusta, optou-se pela metodologia proposta por Brixius (1987). Esse modelo foi implementado no software Simulink<sup>®</sup> para cada pneu e esteira do veículo.

### 3.3.1 Pneu

O pneu definido para tração dianteira é do modelo R1 250/80<sup>-18</sup> específico para aplicação agrícola, com diâmetro  $d_p$  sem carga de 864 mm, largura  $b_p$  de 250 mm e perfil  $h$  de 200 mm como mostra a Figura 24.

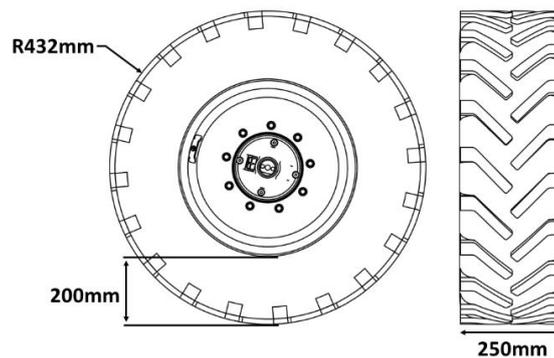


Figura 24 - Conjunto pneu modelo R1 250/80<sup>-18</sup>.

Fonte: Próprio autor.

Através da resposta da dinâmica veicular, serão estimados todos os parâmetros de tração mencionados anteriormente. A Figura 25 mostra o diagrama das forças atuantes no pneu, o sentido de rotação  $\omega_f$  e o sistema de coordenadas adotado.

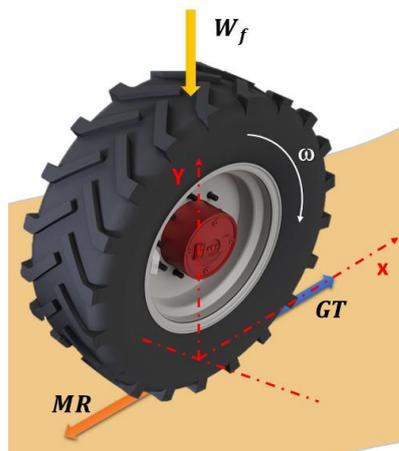


Figura 25 - Diagrama da ação das forças no pneu.

Fonte: Próprio autor.

O peso dinâmico, calculado pela modelagem da dinâmica longitudinal vista anteriormente, atua sobre o pneu em sua linha de centro, não considerando o deslocamento na direção x causado pela deformação do pneu. Essa simplificação visa diminuir a complexidade da simulação no ambiente computacional. A patinação do pneu é definida na equação 1 e reescrita na equação 27:

$$s_f = 1 - \frac{|v_a|}{r_{dp}|\omega_f|} \quad (27)$$

Onde:

$v_v$  – Velocidade de avanço do veículo [km h<sup>-1</sup>]

$r_{dp}$  – Raio dinâmico do pneu [m]

$\omega_f$  – Rotação do pneu [rad s<sup>-1</sup>]

A patinação está limitada entre os valores 0 e 1, e as velocidades de avanço e rotação são consideradas positivas. No projeto da planta para simulação, foram aplicadas algumas restrições para garantir o correto cálculo da patinação e reprodução fiel do comportamento do modelo veicular. Essas restrições são detalhadas na equação 28.

$$s_f = \begin{cases} 1, & v_v = 0 \text{ e } \omega_f > 0 \\ 0, & v_v = 0 \text{ e } \omega_f = 0 \text{ ou } v_v > 0, \omega_f > 0 \text{ e } GT_f = 0 \text{ ou } v_v = r_{dp}\omega_f \end{cases} \quad (28)$$

No primeiro cenário, a patinação atinge o valor de 1 quando o veículo não possui velocidade de avanço, mas apresenta uma velocidade angular maior que zero no pneu. Já no segundo caso, a patinação é nula em diferentes situações: Quando tanto a velocidade de avanço quanto a rotação do pneu são nulas; quando ambas a velocidade de avanço e a rotação do pneu são maiores que zero, mas não há força bruta de tração. Nesse caso, o veículo está em movimento sem depender da geração de tração fornecida pelo motor, como em uma descida, por exemplo; quando a velocidade de avanço é igual à velocidade tangencial do pneu. Essas restrições seguem também para a força bruta de tração, e a resistência ao rolamento. Estas são mostradas nas equações 29 e 30.

$$GT_f = \begin{cases} > 0, & T_{ME} > 0 \\ 0, & T_{ME} = 0 \end{cases} \quad (29)$$

$$MR_f = \begin{cases} > 0, & \omega_f > 0 \\ 0, & \omega_f = 0 \end{cases} \quad (30)$$

A força bruta de tração  $GT_f$  é uma consequência direta do torque gerado pelo motor elétrico. Suas restrições podem ser vinculadas ao acionamento do motor. Quando o torque do motor elétrico  $T_{ME}$  é maior que zero, pode-se afirmar que a força bruta de tração é diferente de zero e, nesse caso, positiva, pois não considera frenagem. Quando esse mesmo torque for nulo, a força de tração também será. As restrições da força de resistência ao rolamento  $MR_f$  podem ser relacionadas à rotação do pneu  $\omega_f$ . Quando essa rotação é nula,  $MR_f$  também será nula, e somente quando a rotação for diferente de zero, ocorrerá o surgimento da resistência ao rolamento. Mesmo com o  $T_{ME}$  nulo, pode haver resistência ao rolamento no pneu, basta que haja rotação; por exemplo em uma descida, onde não há torque produzido pelo motor, mas há rolamento dos pneus.

O raio dinâmico do pneu, que é a distância do centro de roda ao solo, ocasionada pela deformação do pneu sofrida pela carga dinâmica, é definido na equação 31.

$$r_{dp} = \frac{d_p}{2} - \delta_p \quad (31)$$

$\delta_p$  é a deflexão do pneu dada pelo modelo de ZHANG (2009) mostrado na equação 32.

$$\delta_p = CI \frac{W_f^{0.85}}{b^{0.7} d^{0.43} p_i^{0.9}} K \quad (32)$$

Onde:

$p_i$  – Pressão interna do pneu em MPa

$K$  – Constante dada por  $15 \times 10^{-3} \times b + 0.42$

### 3.3.2 Esteira

Para a modelagem do conjunto de esteira, também será adotada a metodologia de Brixius (1987), devidamente adaptada para esteiras, conforme apresentado no capítulo anterior. A esteira em questão é do tipo lagarta de borracha, equipada com três roletes que visam distribuir a carga dinâmica ao longo de seu comprimento de rolamento, como mostra a Figura 26. Essa esteira é um modelo comercial com algumas adaptações no chassi para ser utilizada na semeadora autopropelida. Essa adaptação preservou as posições tanto dos roletes inferiores quanto do rolete superior, mantendo uma relação dinâmica de peso ( $DWR$ ) de 1. Através da equação 10, o índice de peso dinâmico ( $DWI$ ), é calculado para essa configuração de esteira. O conjunto possui um comprimento  $TL$  de 1581,43 mm, largura  $TW$  de 250 mm e diâmetro  $d_e$  de 424 mm.

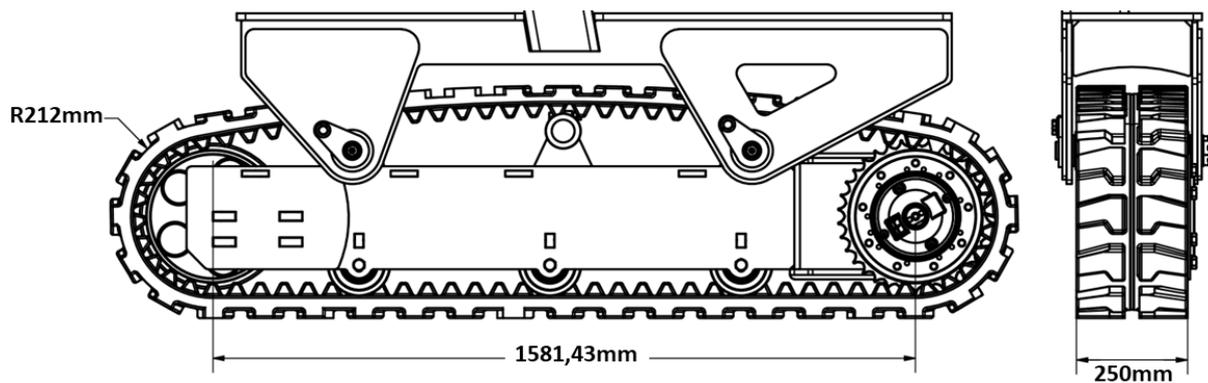


Figura 26 - Conjunto esteira de borracha.

Fonte: Próprio autor.

A Figura 27 ilustra o diagrama das forças atuantes na esteira, o sentido de rotação  $\omega_r$  e o sistema de coordenadas adotado. Assim como no caso do pneu, o peso dinâmico é calculado por meio da modelagem da dinâmica longitudinal, considerando a atuação desta carga dinâmica no rolete central durante as condições normais de operação.

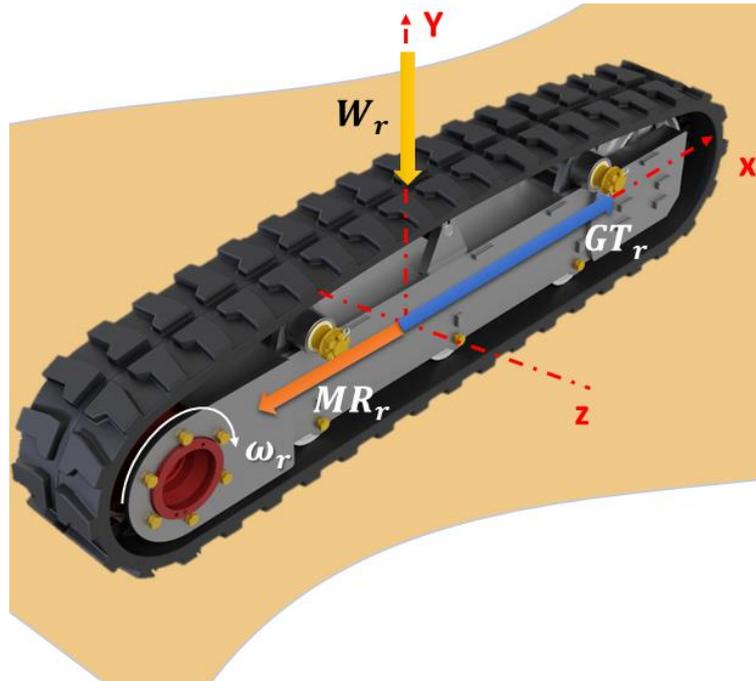


Figura 27-Diagrama da ação das forças na esteira de borracha.

Fonte: Próprio autor.

Assim como no caso do pneu, a patinagem da esteira é definida pela equação 1:

$$s_r = 1 - \frac{|v_a|}{r_{de}|\omega_r|} \quad (33)$$

Onde:

$r_{de}$  – Raio dinâmico da esteira [m]

$\omega_r$  – Rotação da esteira [rad s<sup>-2</sup>]

As restrições tanto da patinagem quanto da força bruta de tração e resistência ao rolamento, seguem o caso do pneu e são mostradas nas equações 34, 35 e 36 respectivamente.

$$s_r = \begin{cases} 1, & v_a = 0 \text{ e } \omega_r > 0 \\ 0, & v_a = 0 \text{ e } \omega_r = 0 \text{ ou } v_a > 0, \omega_r > 0 \text{ e } GT_r = 0 \text{ ou } v_a = r_{de}\omega_r \end{cases} \quad (34)$$

$$GT_r = \begin{cases} > 0, & T_{ME} > 0 \\ 0, & T_{ME} = 0 \end{cases} \quad (35)$$

$$MR_r = \begin{cases} > 0, & \omega_r > 0 \\ 0, & \omega_r = 0 \end{cases} \quad (36)$$

### 3.4 Modelagem dos motores elétricos

Para o modelo de motor elétrico empregado, a prioridade foi dada à consideração exclusiva da capacidade máxima de geração de torque, rotação e eficiência, deixando de lado as complexidades dinâmicas. Nesse contexto, a resposta dinâmica do torque do motor é simplificada como um sistema de primeira ordem como foi feito também por Wang et al. (2023) e Ding et al. (2021). Diante da rápida resposta em relação à dinâmica do veículo, essa abordagem possibilita uma análise mais direta das características de resposta do motor. A equação 37 mostra esse modelo:

$$T_{ME} = \frac{T_{DEM}}{\tau_{ME}s + 1} \quad (37)$$

Onde:

$T_{ME}$  – Torque do motor elétrico [N m]

$T_{DEM}$  – Demanda de torque [N m]

$\tau_{ME}$  – Constante de atraso da resposta do motor [s]

A constante de atraso da resposta do motor elétrico  $\tau_{ME}$  foi definida como 0,1, sendo razoável mediante a curvas de resposta disponibilizadas pelo fabricante. A Figura 28 mostra a modelagem dos motores elétricos implementados no formato de diagrama de blocos, composta por uma função de transferência com uma saturação que limita o torque do motor ao seu valor máximo de acordo com o mapa torque x rotação do motor elétrico.

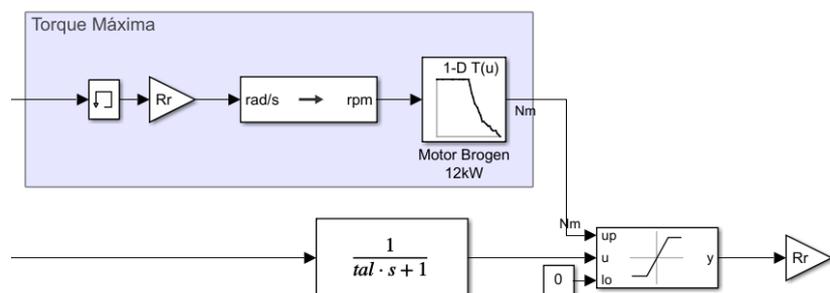


Figura 28 - Planta dos motores elétricos.

Fonte: Próprio autor.

Na saída da saturação, tem-se uma redução para multiplicar o torque que será entregue à roda. A demanda de torque que chega ao motor elétrico é limitada pelo seu torque de pico, que varia com a rotação. Contudo, em velocidades baixas de operação, comuns no funcionamento das semeadoras, é possível considerar que para a esteira o torque máximo permanece constante, independentemente da rotação em ambos os motores, uma vez que a rotação nominal deste motor não foi alcançada neste estudo.

As características específicas de cada motor estão detalhadas na Tabela 3, não sendo mostrados o fabricante e nem os seus respectivos modelos por questões de confidencialidade do projeto.

Tabela 3 - Especificações dos motores elétricos.

Fonte: Próprio autor.

Motor	Velocidade Nominal RPM	Potência Nominal kW	Torque Nominal N m	Velocidade Máxima RPM	Potência Máxima kW	Torque Máximo N m
Dianteiro	1800	12	63.7	3600	24	128
Traseiro	3183	30	90	9000	60	220

### 3.5 Modelagem da operação de trabalho

Para o desenvolvimento do controle de tração, é importante definir os modos de operação, assim como o ciclo de trabalho de uma semeadora. Como observado, esse ciclo basicamente consiste em duas operações principais: plantio e manobra. Na operação de plantio, o veículo precisa superar a força de arrasto gerada pelo implemento. Já na manobra, com o implemento erguido, essa força não se aplica. Foram definidas as velocidades do ciclo de operação como sendo  $7 \text{ km h}^{-1}$  para a operação de plantio e  $10 \text{ km h}^{-1}$  para a operação de manobra. Estes dois cenários são modelados com alguns distúrbios, como a variação desta força de arrasto ao longo da trajetória influenciada pela variação do CI do solo e as alterações consideráveis da inclinação do solo. O comportamento da força de arrasto na transição destes cenários foi modelado como sendo uma rampa, onde sua duração é o tempo que o implemento leva para baixar ou subir de acordo com a operação, ou seja 8 s. Para a modelagem da força do

implemento foi utilizada a norma ASAE D497.5 (2006) com três tipos de solo apresentados pela própria norma como mostra a Tabela 4.

Tabela 4 - Tipo de solo para modelagem do implemento.

Fonte: Adaptado de ASAE D497.5 (2006).

Solo	CI (kPa)	Bn
Compacto	1800	80
Firme	1200	55
Arado	900	40

A força de arrasto foi calculada a partir desta mesma norma empregando a equação 38, na qual é levada em consideração o tipo de solo, características do implemento e velocidade.

$$P = F_i[A + B(v_a) + C(v_a)^2]n_{imp}q \quad (38)$$

Onde:

$F_i$  – Ajuste de parâmetro de textura do solo

A, B e C – Parâmetros específicos da máquina.

$n_{imp}$  – Número de linhas do implemento.

$q$  – Profundidade de trabalho das ferramentas do implemento.

A Tabela 5 mostra as forças de arrasto de uma semeadora adubadora de seis linhas para cada tipo de solo apresentado na Tabela 4. Estas foram calculadas utilizando a equação 38 com os coeficientes disponibilizados pela norma ASAE D497.5 (2006). Para este tipo de implemento, a força de arrasto  $P$  não depende da velocidade segundo está mesma norma.

Tabela 5 - Força de arrasto de uma semeadora adubadora de seis linhas por tipo de solo.

Fonte: Próprio autor.

Solo	P (kN)
Compacto	20,4
Firme	19,2
Arado	16,7

O controlador de tração foi testado em três cenários. O primeiro, chamado de operação de ciclo único de trabalho, é mostrado na Figura 29, para o qual foi simulado um ciclo de plantio. Nesse ciclo, o veículo, ao iniciar a operação de manobra, sai do repouso e atinge a velocidade em rampa de  $10 \text{ km h}^{-1}$  em 20 s. Em seguida, em  $t = 70 \text{ s}$ , reduz para a velocidade de plantio de  $7 \text{ km h}^{-1}$ . No início da operação de plantio, o implemento é penetrado no solo em  $t = 112 \text{ s}$ . O implemento sofre duas variações devido à mudança do solo, conforme definido pela Tabela 5, em  $t = 200 \text{ s}$  e  $t = 300 \text{ s}$ . Neste cenário de operação, também é simulada a situação de aclividade em  $t = 160 \text{ s}$ , na qual o ângulo máximo atinge  $6,80^\circ$  ou 12%, que é a máxima declividade para mecanização agrícola, segundo Garcia et al. (2019). Em  $t = 270 \text{ s}$ , a inclinação diminui até zerar e a operação de plantio continua até  $t = 400 \text{ s}$ . A velocidade volta aos  $10 \text{ km h}^{-1}$  de manobra em  $t = 450 \text{ s}$ .

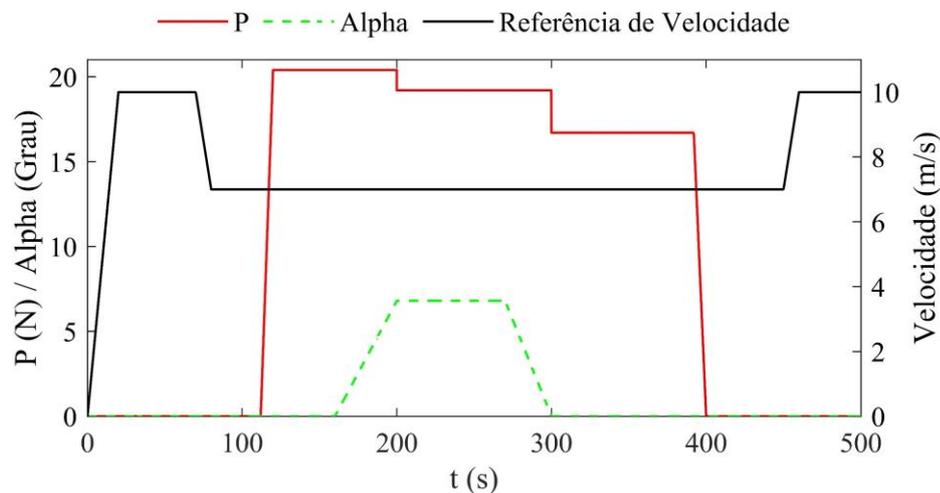


Figura 29 – Ciclo único de trabalho.

Fonte: Próprio autor.

O segundo cenário para validação do controlador foi a operação de variação do implemento, como mostrado na Figura 30. Este cenário foi utilizado para observar o comportamento do controlador diante de três diferentes forças de arrasto, definidas como 20 kN, 15 kN e 10 kN, simulando a redução no número de linhas da semeadora. Esta operação é testada com uma velocidade de  $7 \text{ km h}^{-1}$ , o mesmo padrão de plantio utilizado neste trabalho e um  $CI = 120 \text{ kPa}$ . A ferramenta é penetrada no solo em  $t = 100 \text{ s}$  e tem suas mudanças em  $t = 350 \text{ s}$  e, por último, em  $t = 650 \text{ s}$ .

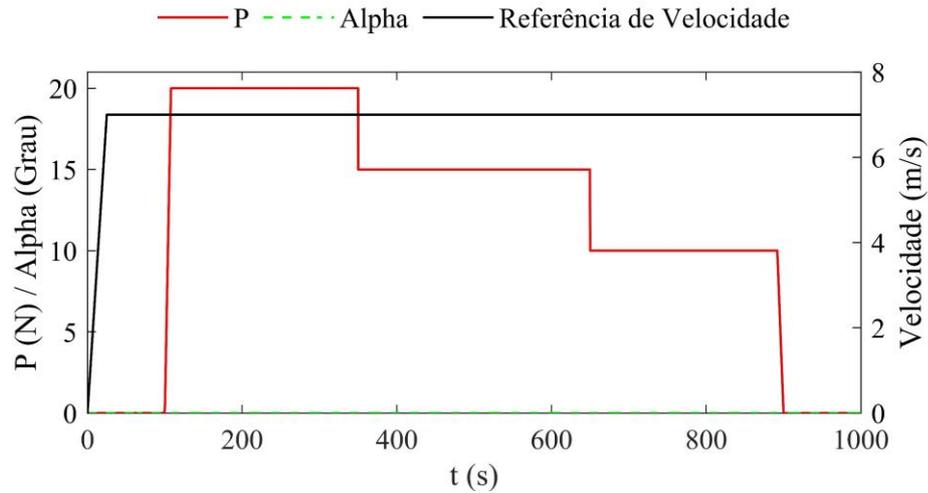


Figura 30 – Operação de variação do implemento.

Fonte: Próprio autor.

Por fim, o último cenário simulado é chamado de Operação de variação do ângulo de inclinação do solo, como mostra a Figura 31, para o qual foram simulados três valores de ângulo de inclinação para observar o comportamento do controlador diante dessa perturbação.

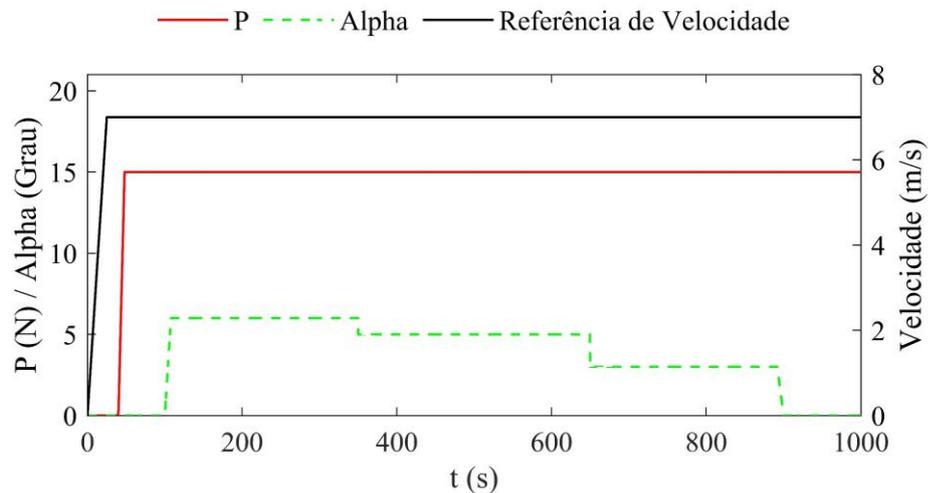


Figura 31 – Operação de variação do ângulo de inclinação do solo.

Fonte: Próprio autor.

Essa simulação foi realizada a uma velocidade de  $7 \text{ km h}^{-1}$  e com um implemento de 15 kN e  $CI = 120 \text{ kPa}$ , na qual o veículo consegue ter potência para manter a velocidade com o

valor alto de inclinação. Em  $t = 100$  s, a inclinação é de  $6^\circ$ , seguida de  $5^\circ$  em  $t = 350$  s e  $3^\circ$  em  $t = 650$  s.

### 3.6 Implementação da planta no Software Simulink®

A planta do veículo foi implementada no ambiente computacional do Software Simulink®, incrementando todas as modelagens realizadas anteriormente, tais como o modelo longitudinal do veículo, interação do pneu-solo e esteira-solo como mostra a Figura 32. A planta foi projetada para receber futuras implementações que levem em conta uma modelagem dinâmica do veículo do tipo *full-car*, ou seja, a consideração das interações dos quatro rodados e não apenas de dois como foi feito neste estudo.

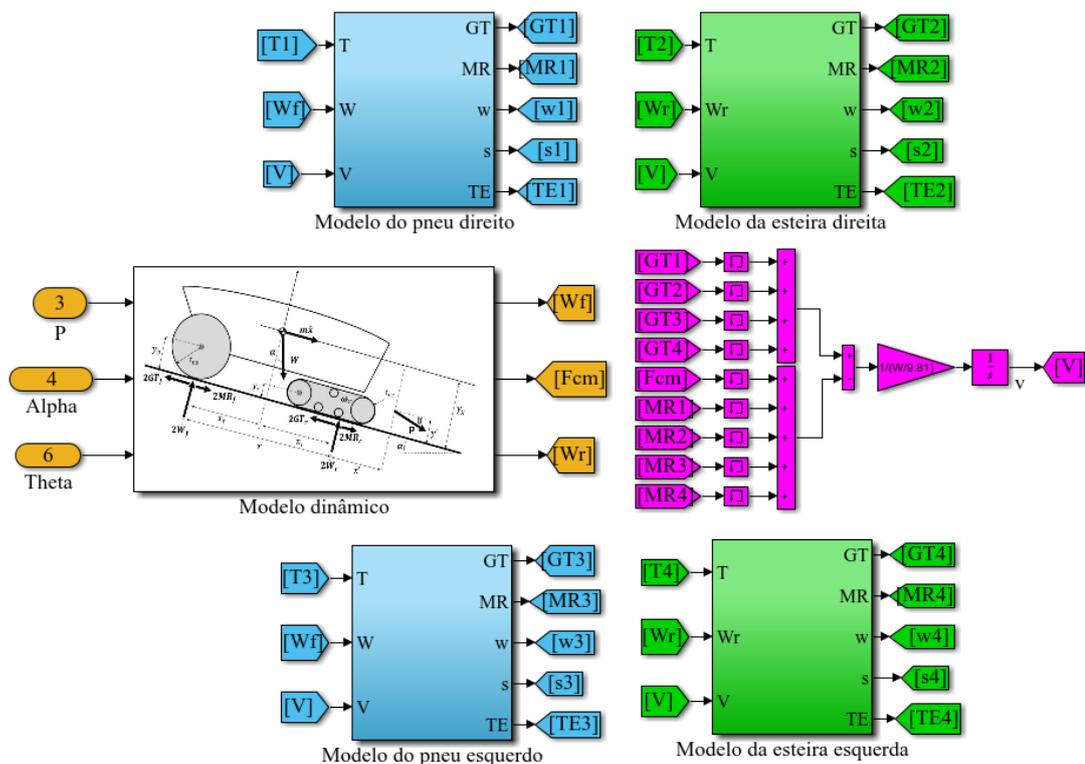


Figura 32 - Planta implementada no Simulink®

Fonte: Próprio autor.

A simulação da planta inicia-se através das perturbações  $P$ ,  $\alpha$  e  $\theta$ , alimentando o bloco do modelo dinâmico do veículo que se baseia nas equações 23 e 24 para o cálculo dos pesos dinâmicos em cada rodado. Por sua vez, esses valores alimentam os respectivos modelos de

pneu e esteira para o cálculo dos parâmetros de tração. A Figura 33 mostra o diagrama de blocos da modelagem do pneu ou esteira. Neste diagrama, o torque do respectivo motor elétrico alimenta o sistema em laranja para o cálculo da aceleração angular através da equação 19. Inicialmente em rotação nula, não houve forças provenientes da tração como  $GT_i$  e  $MR_i$ , tendo o torque que vencer apenas o momento de inércia  $J$  do pneu ou da esteira para gerar aceleração angular e consequentemente rotação. Neste momento, na última etapa do sistema laranja, é calculada a patinagem  $s$  deste rodado que, pelo fato do veículo ainda estar parado, terá o valor de  $s = 1$ , ou seja, patinagem total. Este valor de patinagem, junto com o peso dinâmico calculado pelo bloco do modelo dinâmico, alimenta os sistemas em roxo para o cálculo de  $GT_i$  e  $MR_i$  seguindo as equações do Brixius (1987). Com esses valores de tração de cada roda e esteira, o somatório de forças é realizado através da equação 18, para obter a aceleração do veículo e consequentemente a velocidade. Esse ciclo se repete a cada incremento de tempo da simulação. A eficiência de tração é calculada para cada rodado através do sistema em verde.

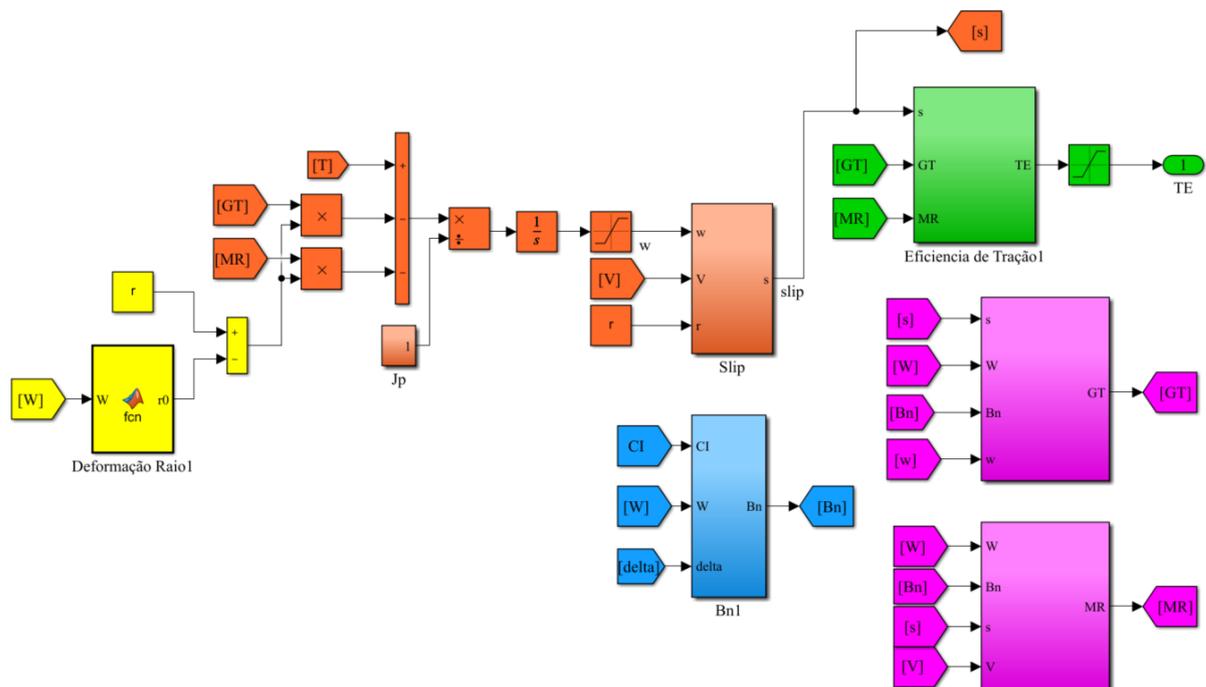


Figura 33 – Diagrama de bloco da modelagem pneu/esteira.

Fonte: Próprio autor.

A velocidade angular na saída do integrador foi saturada através do mapa de potência do motor elétrico, como mostra a Figura 28, definindo assim a dinâmica da resposta de rotação dos motores. Ou seja, para uma alta demanda de torque, a velocidade angular cai para manter a

potência em um valor definido pelo mapa de potência, da mesma forma que o aumento da rotação implica na diminuição do torque aplicado.

### 3.7 Estratégia do Controle de tração MPC e seu dimensionamento

A estratégia do controlador de tração utilizando o controle MPC foi controlar a velocidade de maneira que a eficiência de tração fosse otimizada ao longo do trajeto. Como se trata de um veículo com quatro motores elétricos independentes, o controle distribui o torque dos eixos traseiro e dianteiro para procurar a máxima eficiência de tração, através dos pesos que são atribuídos às variáveis controladas na função objetivo do modelo preditivo de controle.

O MPC foi desenvolvido por meio do software Simulink-Matlab®, utilizando a ferramenta *Model Predictive Control Toolbox*. O principal desafio na implementação do controle foi o fato de que a ferramenta só pode ser aplicada a uma planta linear, enquanto, neste projeto, a planta é completamente não linear. Para contornar essa limitação, o próprio Simulink realiza a linearização da planta, possibilitando a programação do MPC em seguida. Contudo, devido à alta complexidade da planta modelada, não foi possível realizar a linearização pelo próprio software. A solução encontrada foi transformar a planta em um modelo de espaço de estados por meio da identificação de sistema, para posteriormente realizar a modelagem do MPC. Após obter o MPC, o controlador volta a planta original, na qual seu desempenho é verificado.

Para realizar o projeto do controlador através da ferramenta *Model Predictive Control Toolbox* do Matlab®, é necessário seguir os seguintes passos:

1. Linearizar a planta.
2. Definir os sinais de entrada e saída do controlador.
3. Definir os parâmetros do MPC, como tempo de amostra, horizonte de previsão, horizonte de controle e os pesos de cada variável.
4. Definir as restrições.
5. Definir os pesos.
6. Simular cenários
7. Implantar o MPC na planta e realizar testes em malha fechada.

## 8. Refinar.

O procedimento detalhado do passo-a-passo será apresentado nos próximos tópicos.

### 3.7.1 Linearização da planta (identificação do sistema)

Para linearizar a planta foi preciso realizar a identificação do sistema e transformá-lo no formato espaço estado. A planta foi submetida a sinais de entrada previamente definidos, e tanto esses dados quanto os sinais de saída foram enviados ao *Workspace* para serem utilizados pelo *System Identification*, conforme mostrado na Figura 34. Essa abordagem foi adotada com o objetivo de obter a resposta da planta como também foi realizada por Burn et al. (2010) e Ma et al. (2011). Isso permite à ferramenta estimar um modelo que se aproxime ao máximo da planta, desta forma, possibilitar a linearização do modelo para o projetar o MPC.

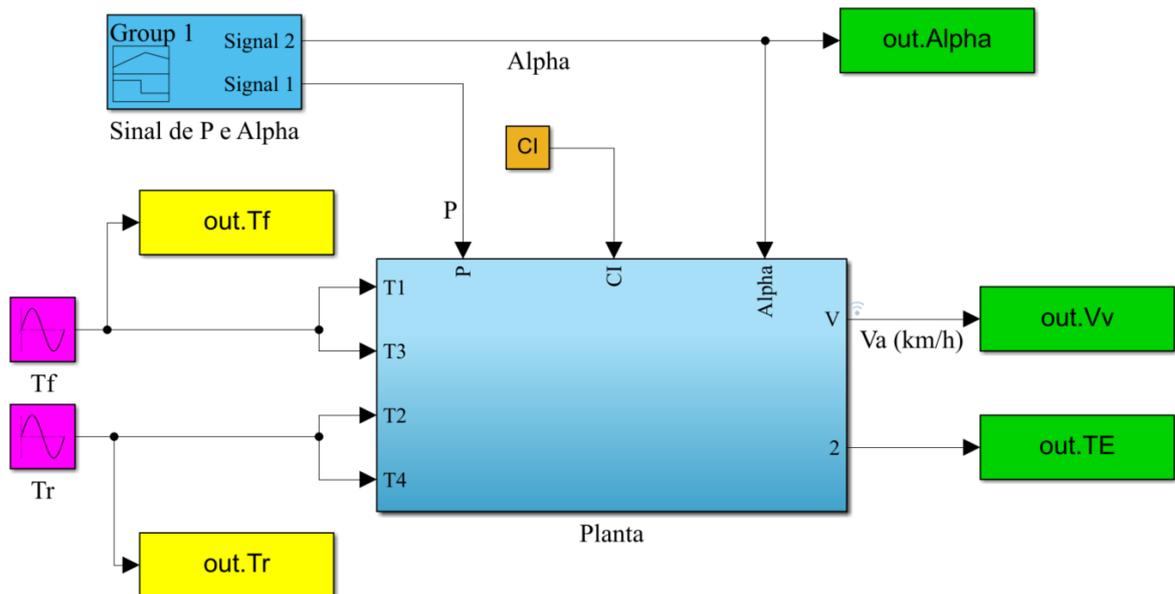


Figura 34 – Diagrama de bloco da planta com os parâmetros de entrada e saída armazenados para *Workspace*.

Fonte: Próprio autor.

Para cada entrada da planta foi definido um sinal para gerar as respostas do sistema. As entradas foram o torque dianteiro  $T_f$ , o traseiro  $T_r$ , a força do implemento  $P$ , a inclinação do

solo  $\alpha$  e o índice de cone  $CI$ . As respostas de saída, que foram as variáveis de controle do MPC, foram a velocidade do veículo  $v_v$  e a eficiência de tração total  $TE_T$ . A Figura 35 mostra a variação da força  $P$  e do ângulo  $\alpha$  que foram adotadas. Nesta figura, a força de arrasto surge como um sinal de rampa representando a penetração das ferramentas no solo com duração definida de subida e descida de 8s. Essa força de arrasto varia de forma aleatória, percorrendo os valores para os três tipos de solo mostrados na Tabela 5 que acompanham a variação do índice de cone do solo. A inclinação do solo  $\alpha$  varia de forma aleatória entre 0 e 6,80 graus.

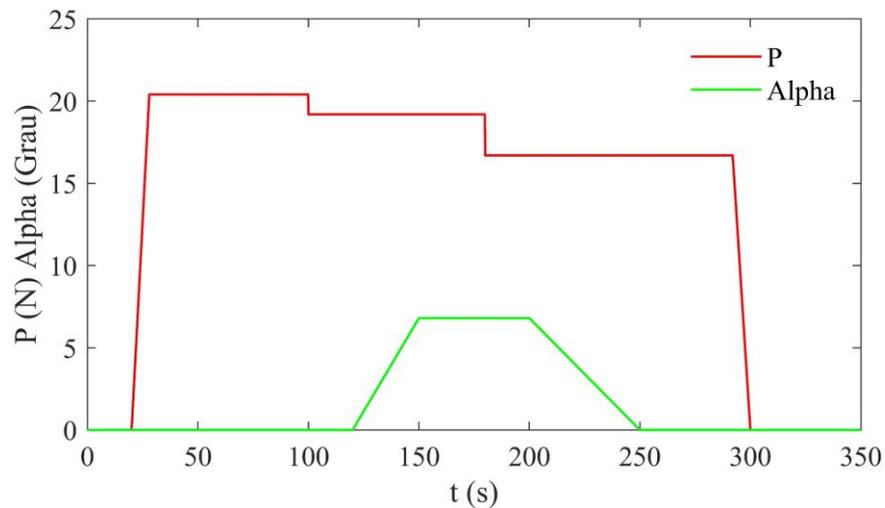


Figura 35 - Ciclo de operação com variação de  $P$  e  $\alpha$ .

Fonte: Próprio autor.

A Figura 36 exibe os torques dianteiro ( $T_f$ ) e traseiro ( $T_r$ ) definidos para a identificação do sistema. A esteira é sempre motora, ou seja, nunca pode ser arrastada devido às definições adotadas no projeto mecânico de transmissão do conjunto traseiro. Dessa forma, na simulação, o veículo parte do repouso com a aplicação de um torque na esteira em um sinal degrau no tempo  $t = 1$  s de 150 N m. Em seguida, o torque dianteiro é aplicado com algumas variações conforme demonstrado na mesma figura. Esses sinais de torque foram escolhidos para reproduzir ao máximo as dinâmicas peculiares do sistema, tais como a aplicação do torque apenas na traseira no início da operação de manobra. Em seguida, ocorre o aumento de torque na dianteira para iniciar o processo de "puxar" a esteira, possibilitando a observação do comportamento da eficiência de tração diante desses cenários. No final há uma queda no torque da esteira para o modelo que foi linearizado extrair informações do comportamento da  $TE_T$ , diante da variação dos torques nos dois eixos.

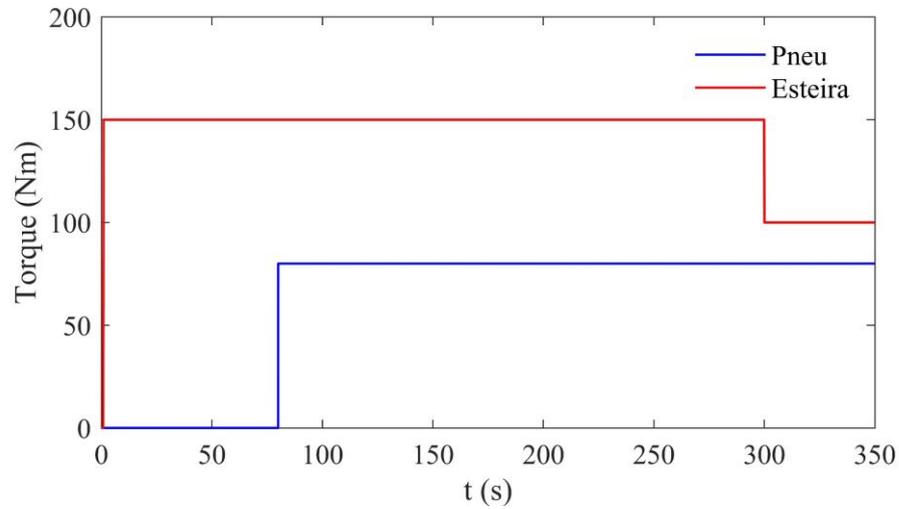


Figura 36 - Sinais dos torques elétricos.

Fonte: Próprio autor.

Após o envio das variáveis de entrada e as respostas da planta mediante as entradas definidas anteriormente, esses dados foram enviados para a ferramenta *System Identification*, no qual o modelo da planta foi gerado no formato que é mostrado na equação 39.

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = A x(t) + B u(t) + K e(t) \\ y(t) = C x(t) + D u(t) \end{cases} \quad (39)$$

Onde  $x = [T_f, T_r, P, \alpha]^T$  são as variáveis de estado,  $u = [T_f, T_r, P, \alpha]^T$  são as variáveis de controle e  $y = [v_v, TE_T]^T$  são as variáveis de saída do modelo. Os coeficientes A, B, C e D foram estimadas, e o modelo da planta foi implementado junto ao MPC. Em seguida, iniciou-se o projeto do controle.

### 3.7.2 Projeto do controlador MPC

Após ter encontrado um modelo de espaço estado equivalente à planta, o controlador pode ser projetado utilizando este modelo, conforme mostrado na Figura 37. O bloco MPC, disponível no software Matlab<sup>®</sup> possui os seguintes argumentos:

- MO – Variáveis de saída da planta mensuráveis
- MV – Variáveis de entrada da planta mensuráveis
- MD – Distúrbios da planta mensuráveis
- UD – Distúrbios da planta não mensuráveis
- REF – Valores de *set-point*

Para este trabalho, as variáveis MO foram a velocidade do veículo  $v_v$  e a eficiência de tração total  $TE_T$ . As variáveis MV foram o torque frontal  $T_f$  e traseiro  $T_r$ . Os distúrbios mensurados MD, foram a força  $P$  do implemento e a inclinação  $\alpha$  do solo. O argumento UD foi o índice de cone do solo  $CI$ . Após a escolha dos argumentos de entrada e saída do controlador, foram definidos os valores de tempo de amostra  $t_a$ , horizonte de previsão  $n_h$  e horizonte de controle  $n_{hc}$  através dos testes com o modelo espaço estado do modelo e em seguida, refinado na planta. Esses valores podem ser definidos de acordo com unidade de controle.

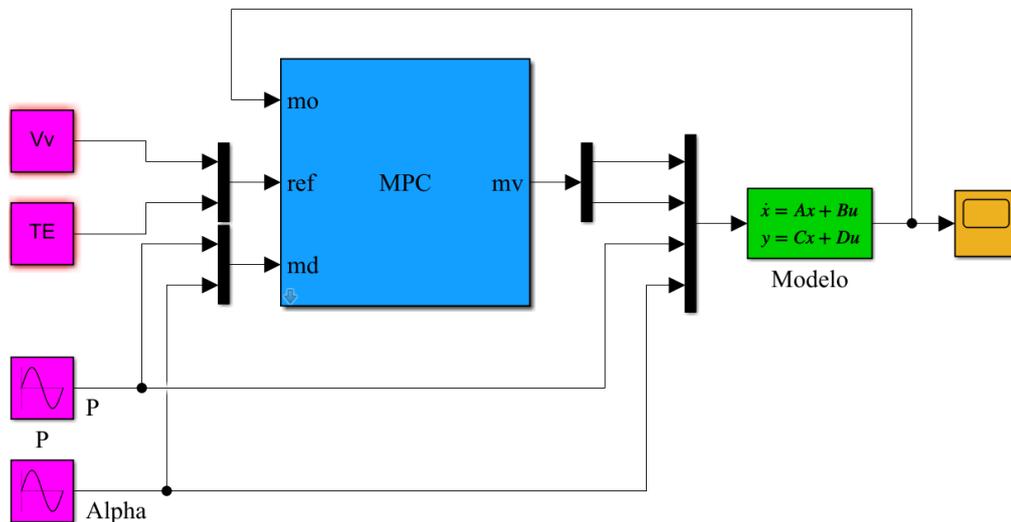


Figura 37 - Diagrama de bloco para configurar o MPC com o modelo.

Fonte: Próprio autor.

As duas variáveis controladas pelo MPC são a velocidade de avanço do veículo e a sua eficiência de tração total. Desta forma tem-se duas funções de custo geradas pelo próprio MPC, que tiveram as seguintes restrições mostradas na equação 40.

$$\begin{cases} 30 \leq T_f \leq 128Nm \\ 0 \leq T_r \leq 220Nm \\ 0 \leq v_v \leq 20 \text{ km/h} \\ 0 \leq TE_T \leq 1 \end{cases} \quad (40)$$

O torque dianteiro inicia após uma demanda de torque acima de 30 N m. Este valor foi definido como o mínimo torque que gera uma força de tração bruta  $GT$  maior que a força de resistência ao rolamento  $MR$ . Após a imposição das restrições, é possível atribuir pesos às variáveis de entrada e saída do controlador, o que modifica a função custo e prioriza uma ou outra variável durante a otimização na atuação do controlador. Aqui os pesos de entrada serão chamados de  $p_f$  e  $p_r$  para o torque do eixo dianteiro e traseiro, respectivamente. Os pesos da saída serão chamados de  $p_{v_a}$  e  $p_{TE}$  para a velocidade de avanço e a eficiência total, respectivamente.

Neste estudo, a esteira, devido ao seu peso dinâmico, apresenta uma capacidade de tração maior que a do pneu durante seu ciclo de operação de trabalho e manobra, implicando na atribuição de um peso mais elevado para  $T_r$ . Quanto à atribuição de pesos na saída, considerando a importância da velocidade de operação, para a qualidade do plantio, por exemplo, um peso maior foi atribuído a  $v_v$ .

O próximo passo foi a criação de cenários para avaliar as respostas do controlador, como a velocidade de avanço e a eficiência de tração. A criação de cenários consiste em atribuir sinais de entrada às variáveis de controle, como o torque frontal  $T_f$  e traseiro  $T_r$ , e adicionar um *set point* para as variáveis controladas, a fim de avaliar o desempenho do controle. Esses cenários foram criados utilizando perturbações da força  $P$  de arrasto e do ângulo de inclinação do solo  $\alpha$ . Os perfis de variação dessas variáveis foram escolhidos estrategicamente para reproduzir situações em que a distribuição de torque para o eixo dianteiro e traseiro sofrem grandes variações, como, por exemplo, uma alta inclinação do solo, ou no modo de manobra no qual a tração do eixo dianteiro é desligada.

### 3.7.3 Controle de velocidade PID

Para validação do controle de tração MPC proposto foi desenvolvido um controlador de velocidade utilizando um PID, proporcional integral derivativo, como forma de comparar um sistema que tem o objetivo de apenas manter a velocidade de referência sem se preocupar com a transformação da potência mecânica, entregue pelos motores elétricos, em tração. Como foi feito por Shi et al. (2022).

$$\begin{cases} T_{DEM} = K_p e + K_i \int e dt + K_d \frac{de}{dt} \\ e = v_{ref} - v_v \end{cases} \quad (41)$$

Onde  $K_p$ ,  $K_i$  e  $K_d$  são os ganhos proporcional, integral e derivativo respectivamente, além do erro de velocidade  $e$ . A demanda de torque obtida pelo PID é dividida igualmente entre os quatro rodados, sendo que o torque final é proporcional à redução instalada em cada eixo. Ou seja, no eixo da esteira chegará um torque maior pelo fato de a redução ser maior, preservando uma superior capacidade de tração no eixo traseiro. O controlador PID foi sintonizado utilizando a ferramenta *Response Optimization* do software Simulink-Matlab<sup>®</sup>.

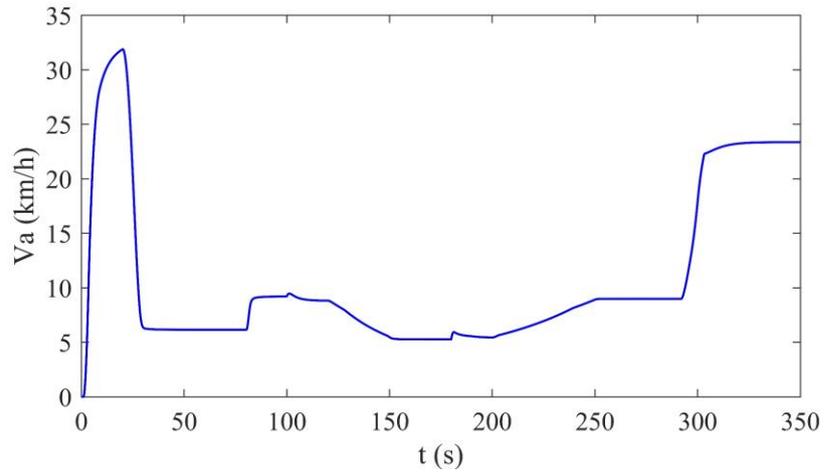
## 4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos pelo controlador de tração para uma semeadora autopropelida elétrica autônoma, projetado conforme metodologia apresentada no capítulo anterior.

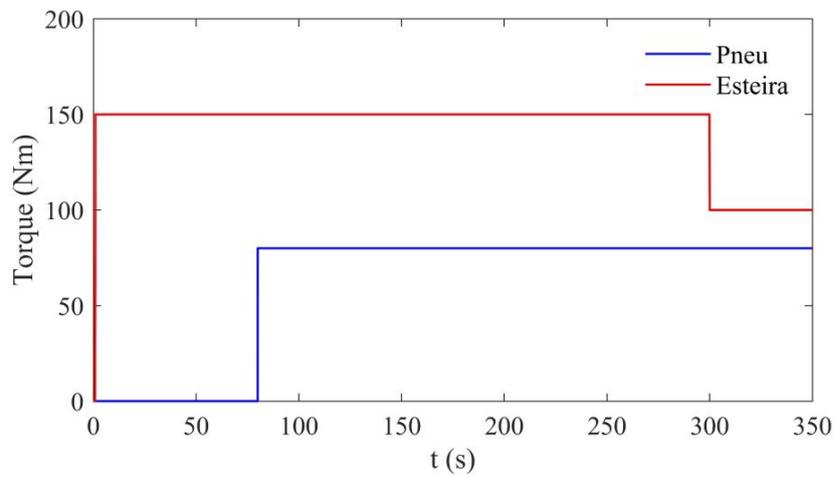
No primeiro momento é apresentado o resultado da resposta dinâmica de velocidade e eficiência de tração do veículo modelado em malha aberta sob as condições de operação, solo e torque definidos no capítulo anterior, para encontrar o modelo linearizado em espaço estado. No segundo instante o modelo espaço estado identificado através da ferramenta *System Identification* do software Matlab<sup>®</sup> é apresentado como modelagem linearizada, que foi utilizado, para dimensionar o controlador MPC. Em seguida são mostrados os resultados do dimensionamento do controlador MPC com diferentes tipos de resposta (degrau, rampa e pulso), além de diferentes cenários e os respectivos parâmetros otimizados do MPC, como tempo de amostra, horizonte de previsão, horizonte de controle e os pesos de cada variável. Por fim, são apresentados os resultados obtidos com o controlador otimizado na planta, comparando as respostas do MPC proposto em relação ao PID (controle de velocidade sem controle de tração).

### 4.1 Resposta em malha aberta da modelagem da semeadora autopropelida autônoma

Após a modelagem de todo o veículo, envolvendo a interação pneu-solo, esteira-solo, dinâmica veicular e motores elétricos. O modelo completo foi implementado no software *Simulink*<sup>®</sup> e verificada a resposta da velocidade mediante a aplicação de um torque conforme definido no capítulo anterior, submetido a variações de  $P$  e  $\alpha$ , também definidas anteriormente. A Figura 38 (a) mostra essa resposta dinâmica da velocidade sob essas condições. A simulação inicia com a semeadora em repouso, onde em  $t = 1$  s um torque na esteira do tipo degrau de 150 N m é aplicado, elevando a velocidade de avanço. A operação de plantio inicia em  $t = 20$  s, implicando na redução da velocidade próxima a 6 km h<sup>-1</sup>. Em  $t = 80$  s, um torque do tipo degrau de 80 N m foi aplicado ao pneu como mostra a Figura 38 (b), conseguindo elevar a velocidade para um pouco mais de 9 km h<sup>-1</sup>, que volta a cair com o início da inclinação do solo.



a) Velocidade de avanço em malha aberta.



b) Torques de entrada definidos.

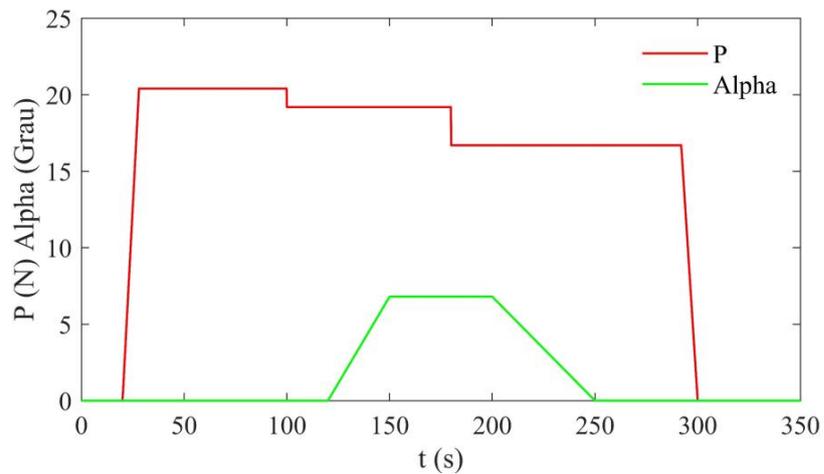
c) Força de arrasto  $P$  e inclinação do dolo  $\text{Alpha}$  definidos

Figura 38 – Resposta da planta em malha aberta a partir dos distúrbios de entrada e torque.

Fonte: Próprio autor.

Tanto o pneu quanto a esteira têm seus torques aumentados, mas não foi suficiente para manter a velocidade mediante o aumento na inclinação do solo. Esse teste em malha aberta mostram os valores mínimos necessários de torque em cada eixo para o veículo desenvolver uma velocidade mesmo mediante a altos valores de arrasto e inclinação do solo.

A Figura 39 mostra o comportamento da patinagem da esteira e do pneu diante do cenário descrito anteriormente. A simulação registra no primeiro instante uma patinagem de pouco mais de  $s = 80\%$  pelo fato do alto torque aplicado no início da operação. Como o torque do pneu no primeiro momento é nulo, sua patinagem também é nula, ou seja, a roda gira livremente, sendo empurrada pela esteira. A patinagem na roda inicia imediatamente após a aplicação do torque, no instante  $t = 80\text{ s}$ . Pode-se observar que, ao contrário da esteira, a patinagem no início da aplicação do torque não atinge valores próximos do  $100\%$  pelo fato do veículo já estar em movimento. É importante observar que a patinagem tem um aumento significativo no instante em que o veículo passa por uma região de inclinação do solo, caindo posteriormente com o fim da inclinação e da operação de plantio.

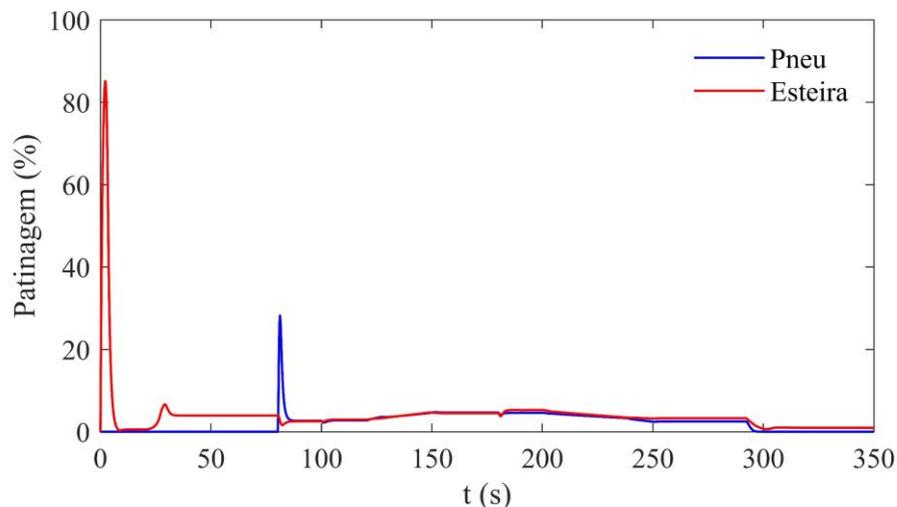


Figura 39 – Resposta da Patinagem do rodado dianteiro e da esteira.

Fonte: Próprio autor.

A Figura 40 apresenta o comportamento da eficiência de tração total,  $TE_T$ , conforme determinado pela equação 26. Esses dados também foram colhidos em resposta aos torques definidos em malha aberta nos cenários da força  $P$  e do ângulo  $\alpha$ . É possível observar as variações das eficiências em  $t = 100\text{ s}$  e em  $180\text{ s}$ , momentos em que o solo sofre alterações em seu índice de cone. Quando o solo tende para uma condição mais arenosa, a capacidade de

tração diminui, resultando na redução da eficiência de tração. Essa eficiência torna-se nula em dois casos, quando o torque aplicado é zerado ou quando, teoricamente, a força bruta de tração  $GT$  se iguala à força de resistência ao rolamento  $MR$ . Este último caso ocorre quando a semeadora não sofre com a ação de uma força de arrasto e entra em regime de velocidade, ou seja, o somatório de forças que se anulam (velocidade constante) é de apenas  $GT$  e  $MR$ . A primeira situação de eficiência nula mostrada na Figura 40, ocorre em  $t = 320$  s, devido à ausência de forças externas contrárias ao movimento, ou seja,  $P = 0$  e  $\alpha = 0$ .

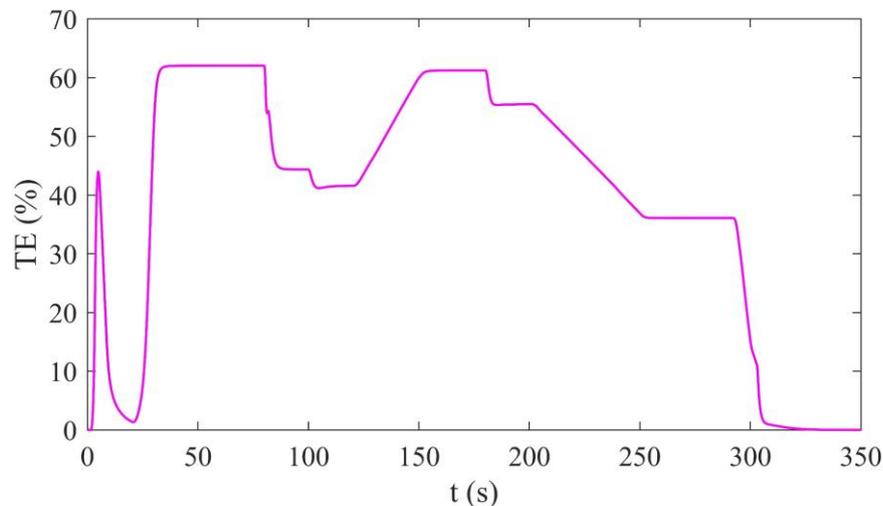
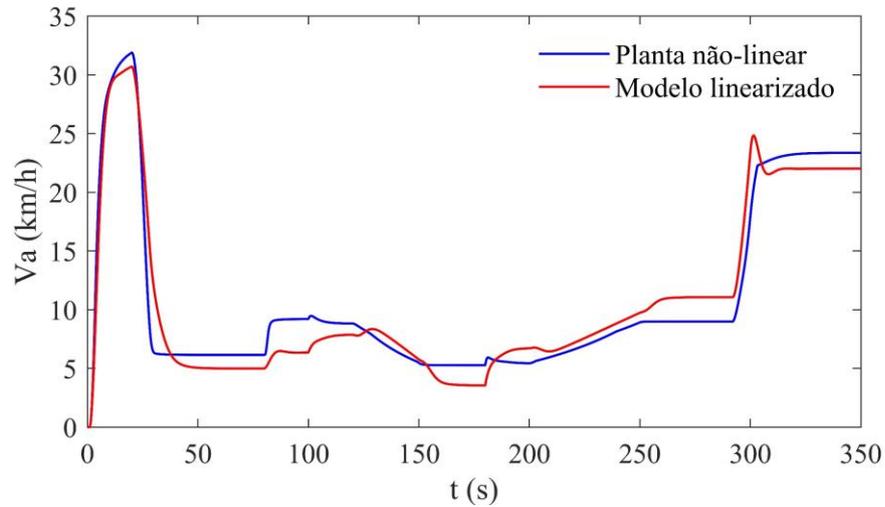


Figura 40 - Resposta da eficiência de tração total.

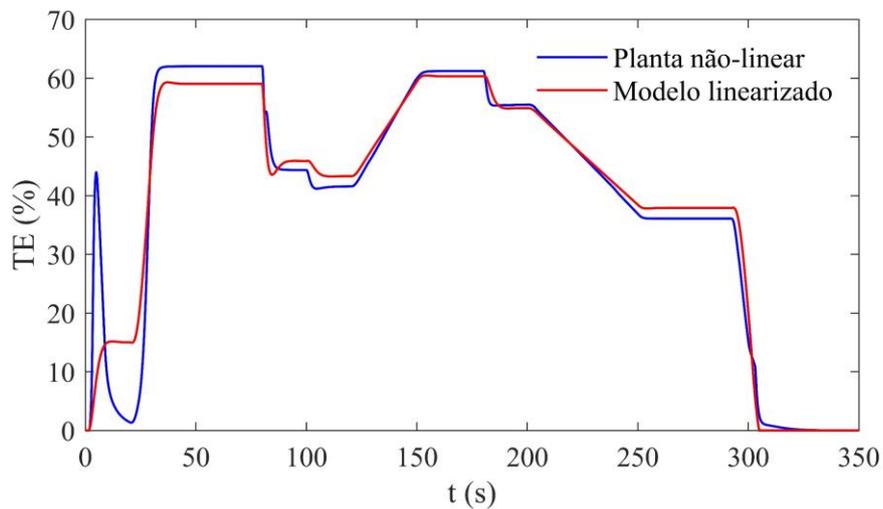
Fonte: Próprio autor.

## 4.2 Encontrando o modelo linear da planta

Como foi visto no capítulo anterior, para a utilização das ferramentas do software Matlab<sup>®</sup>, foi necessário encontrar um modelo linearizado da planta para, posteriormente, projetar o controlador MPC. O modelo linearizado possui quatro entradas ( $T_f$ ,  $T_r$ ,  $P$  e  $\alpha$ ) e duas saídas ( $V_a$  e  $TE_T$ ). Como não foi possível obter bons resultados da linearização utilizando as quatro entradas e duas saídas, optou-se por separar em dois modelos: um para a velocidade, ou seja, um modelo com quatro entradas e a velocidade como saída, e um segundo modelo para a eficiência de tração total, com quatro entradas e  $TE_T$  como saída. Para o primeiro modelo, da velocidade, foi encontrado um ajuste de 76,79%, conforme mostra a Figura 41(a).



a) Velocidade de avanço.



b) Eficiência de tração total.

Figura 41 – Comparação entre as respostas da planta e do modelo linear.

Fonte: Próprio autor.

Não foi encontrado um valor ótimo de ajuste para a linearização de modelos utilizados em controles do tipo MPC de veículos off-road na literatura. No entanto, Miller (2021) apresentou um estudo com um modelo de navio, sugerindo que valores acima de 65% de ajuste em uma linearização utilizada em projetos de MPC são um parâmetro de referência, quando se há um longo tempo de previsão. O modelo da velocidade encontrado pela ferramenta *System Identification* foi do tipo espaço estado de terceira ordem. Seus estados são mostrados nas equações 42, 43, 44, 45 e 37. O número da ordem foi sugerido pela própria ferramenta como sendo o mais indicado para o modelo.

$$A = \begin{bmatrix} 0.99 & -7.38 \times 10^{-5} & -5.48 \times 10^{-6} \\ 2,41 \times 10^{-4} & 0.99 & 8,41 \times 10^{-4} \\ -2,39 \times 10^{-5} & 2,06 \times 10^{-4} & 0.99 \end{bmatrix} \quad (42)$$

$$B = \begin{bmatrix} -3,24 \times 10^{-12} & -1,56 \times 10^{-11} & -2,38 \times 10^{-10} & -2,03 \times 10^{-5} \\ -3,69 \times 10^{-8} & -1,787 \times 10^{-7} & \times 10^{-10} & -3,63 \times 10^{-4} \\ 6,47 \times 10^{-9} & -4,46 \times 10^{-8} & \times 10^{-11} & 9,84 \times 10^{-5} \end{bmatrix} \quad (43)$$

$$C = [1876 \quad -0,17 \quad -5,82 \times 10^{-9}] \quad (44)$$

$$D = [0 \quad 0 \quad 0] \quad (45)$$

$$K = \begin{bmatrix} 7,94 \times 10^{-4} \\ -3,04 \\ -56,71 \end{bmatrix} \quad (46)$$

O segundo modelo proveniente da linearização da planta foi da eficiência total de tração, com o qual o software obteve um ajuste de 81,17 % como mostra a Figura 41(b), possuindo também ordem três. Seus estados são mostrados nas equações 47, 48, 49, 50 e 51.

$$A = \begin{bmatrix} 0.99 & 2,61 \times 10^{-4} & -1,37 \times 10^{-5} \\ 4,26 \times 10^{-4} & 1 & 2,28 \times 10^{-3} \\ 8,92 \times 10^{-6} & 5,71 \times 10^{-4} & 0.99 \end{bmatrix} \quad (47)$$

$$B = \begin{bmatrix} -1,58 \times 10^{-11} & -1,68 \times 10^{-12} & -4,69 \times 10^{-12} & 1,05 \times 10^{-5} \\ 3,29 \times 10^{-7} & 1,52 \times 10^{-8} & 7,371 \times 10^{-10} & -2,92 \times 10^{-4} \\ 3,32 \times 10^{-7} & 4,39 \times 10^{-8} & 1,40 \times 10^{-9} & -2,69 \times 10^{-4} \end{bmatrix} \quad (48)$$

$$C = [-36,33 \quad -6,41 \times 10^{-3} \quad -3,12 \times 10^{-6}] \quad (49)$$

$$D = [0 \quad 0 \quad 0] \quad (50)$$

$$K = \begin{bmatrix} -0,04 \\ -80,41 \\ 517,20 \end{bmatrix} \quad (51)$$

### 4.3 Dimensionamento do controlador MPC

Com o modelo linearizado da planta, foram dimensionados os parâmetros do MPC através da análise das respostas da velocidade de avanço e da eficiência de tração, em resposta aos cenários criados na própria ferramenta *Model Predictive Control Toolbox* do software Matlab<sup>®</sup>. Os parâmetros do controlador apresentados na Tabela 6 foram otimizados com base nos cenários definidos no capítulo anterior, após várias tentativas de testes, com o objetivo de alcançarem os melhores resultados de resposta da velocidade de avanço e da eficiência total de tração.

Tabela 6 – Parâmetros do MPC otimizados.

Fonte: Próprio autor.

Parâmetros do MPC	
$t_a$	0.1 s
$n_h$	5 s
$n_{hc}$	3 s
$p_f$	0.8
$p_r$	0.1
$p_{Va}$	80
$p_{TE}$	10

Com esses valores, o controlador atualiza suas previsões e calcula novas ações de controle a cada 0,1 segundos. Com um horizonte de previsão de 5 passos para esse tempo de amostragem, o controlador prevê o comportamento do sistema para os próximos 0,5 segundos. Da mesma forma para um horizonte de controle de 3 passos, o MPC calcula as ações de controle para os próximos 0,3 segundos. Jung; Choi (2020), no seu MPC para o controle de torque de um veículo 4WD elétrico (motores individuais para cada roda), obtiveram um tempo de amostragem de 10 m s com um horizonte de previsão de 15 passos, ou seja, um tempo de previsão de 0,15 s. Já Li et al. (2018) com um controlador MPC com o mesmo objetivo utilizou uma amostragem de 0,001s, horizonte de previsão de 10 passos, e um horizonte de controle de 5 passos. Os pesos atribuídos às variáveis manipuladas, ou seja, os torques dianteiro e traseiro, com valores de 0,8 e 0.1, respectivamente, indicam que a roda dianteira terá um atraso maior

na resposta em comparação com o torque da esteira, que é priorizado para a otimização das funções de custo. Quanto aos pesos nas variáveis de entrada,  $V_v$  e  $TE_T$ , após várias tentativas para manter a velocidade na referência, mas com a máxima eficiência de tração possível, chegou-se ao valor no qual a função custo da velocidade tem um peso oito vezes maior do que a função custo da eficiência de tração.

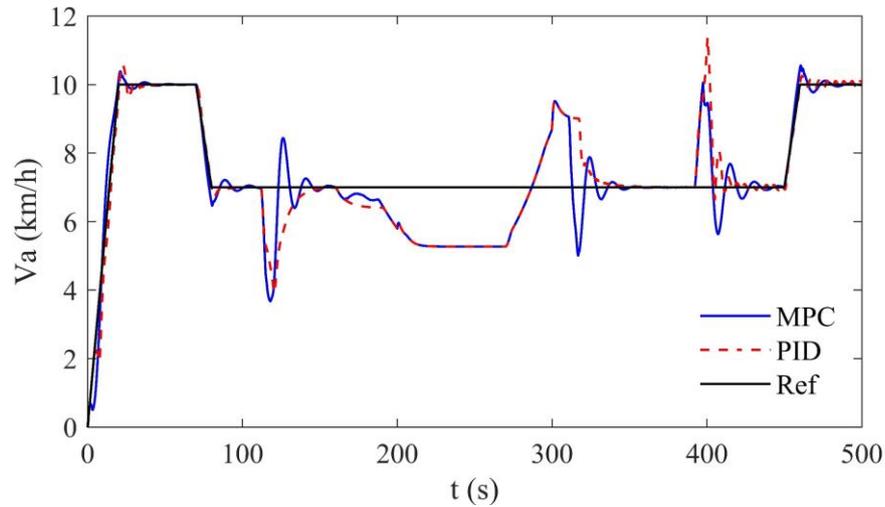
#### 4.4 Controle MPC em comparação com o controlador PID

Nesta seção são mostrados os principais resultados obtidos de três simulações definidas como: operação de ciclo único, operação de variação do implemento e por último operação de variação do ângulo de inclinação do solo. Todas essas simulações foram realizadas utilizando o controlador de tração MPC proposto e um controle de velocidade PID (sem controle de tração).

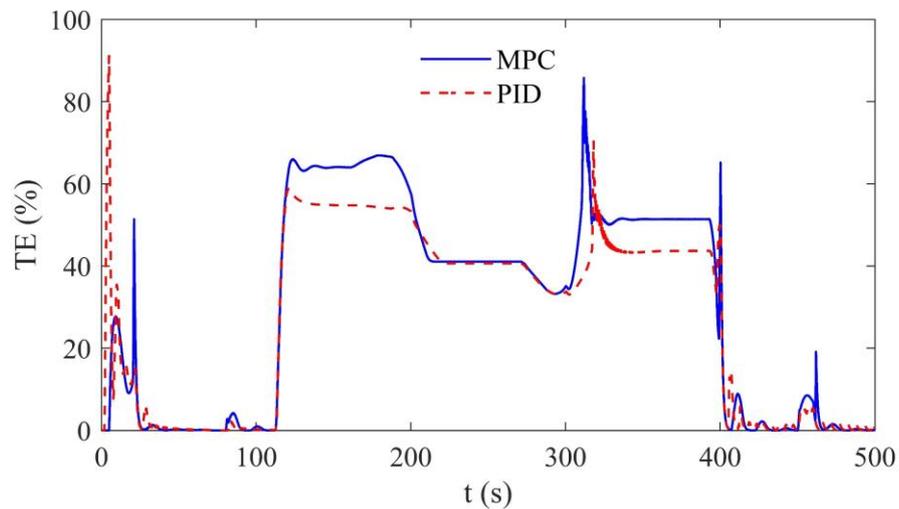
##### 4.4.1 Operação de ciclo único (cenário 1)

Neste cenário as plantas com seus respectivos controladores MPC e PID (sem controle de tração), foram submetidos a perturbações externas definidas anteriormente, tais como a força de arrasto  $P$ , inclinação do solo  $\alpha$  e o índice de cone  $CI$ , como mostrado na Figura 29. Esse primeiro cenário inicia simulando uma operação de manobra, com um *setpoint* de velocidade de  $10 \text{ km h}^{-1}$  partindo do repouso como mostra a Figura 42 (a). Na operação de manobra, a planta com o MPC opera apenas com tração nas esteiras, pois não há necessidade de os pneus estarem tracionando, sendo ativados apenas acima de uma demanda de torque de  $30 \text{ N m}$ , valor este encontrado a partir de várias observações na planta. Em seguida, a velocidade cai para  $7 \text{ km h}^{-1}$  para iniciar a operação de plantio. Nos primeiros segundos, a eficiência de tração da planta com MPC apresentou valores superiores em relação ao controlador de velocidade, como mostra a Figura 42 (b), pelo fato da distribuição de torque ter diminuído a patinação nas esteiras, como ocorreu também com Shi et al. (2022) e Sunusi et al. (2021). Os dois controladores se estabilizam nos  $7 \text{ km h}^{-1}$  e, logo após, há uma queda por conta do início da

operação de plantio. Essa queda de velocidade é semelhante para os dois controladores. Neste momento, as rodas dianteiras na planta do controlador MPC são acionadas, mas recebem o torque necessário de acordo com sua capacidade de tração, uma vez que a penetração do implemento no solo empurra a traseira do veículo para baixo, aumentando o peso dinâmico da esteira. A estratégia de olhar para a variação dos pesos dinâmicos pode ser mais vantajosa, ao invés de estimar o coeficiente de adesão do solo para verificar a capacidade de tração, como fizeram Jayoung Kim; Jihong Lee (2014), Osinenko; Streif (2017) e Kobelski et al. (2021), devido ao alto processamento computacional necessário para estimar o coeficiente de adesão do solo. Durante a operação de plantio ainda antes de iniciar a inclinação do solo, o MPC consegue uma  $TE_T$  de mais de 64% contra quase 55% do controlador PID. Após o regime de velocidade iniciar o crescimento gradativo da inclinação do solo, onde as velocidades caem igualmente até saturar, ambas se mantendo nos 5,27 km h<sup>-1</sup>. Essa velocidade de saturação se dá pelo fato de os motores elétricos já estarem demandando suas potências máximas. Neste momento, os parâmetros de tração, como eficiência de tração, são os mesmos para os dois controladores. Lembrando que, neste momento, tem-se as perturbações mais extremas no ciclo de operação, com inclinação de 6,80° ou 12%, junto com a força máxima de arrasto com o implemento de seis linhas. A inclinação é zerada na sequência, a partir do que pode ser observado que os dois controladores, que estavam demandando potência máxima, sofrem um aumento nas suas respectivas velocidades, com um sobressinal de 9,5 km h<sup>-1</sup> em ambos os controladores, pela diminuição significativa da demanda de potência. Esse comportamento de sobressinal após uma redução significativa da demanda de potência, também foi observado por Vieira et al. (2021). A velocidade volta ao regime dos 7 km h<sup>-1</sup> e as eficiências de tração se diferenciam novamente e o MPC volta a ter um valor significativamente maior que o PID, mas agora ambos com valores menores. Esse fato ocorre pela diminuição do coeficiente de adesão do solo, que passa do solo compacto, firme e arado, causando uma força menor de arrasto no implemento como mostra ASAE D497.5 e um aumento na patinagem. No final da operação de plantio, momento em que o implemento é erguido, as velocidades sofrem novamente uma variação e depois voltam para os 10 km h<sup>-1</sup> e os dois controladores entram em regime. É importante destacar que a eficiência de tração total tende a zero quando não há força de arrasto nem variação de velocidade. Neste momento, a única força a ser vencida é a resistência ao rolamento, como foi apresentado por Zoz; Grisso (2003).



a) Resposta da velocidade de avanço.

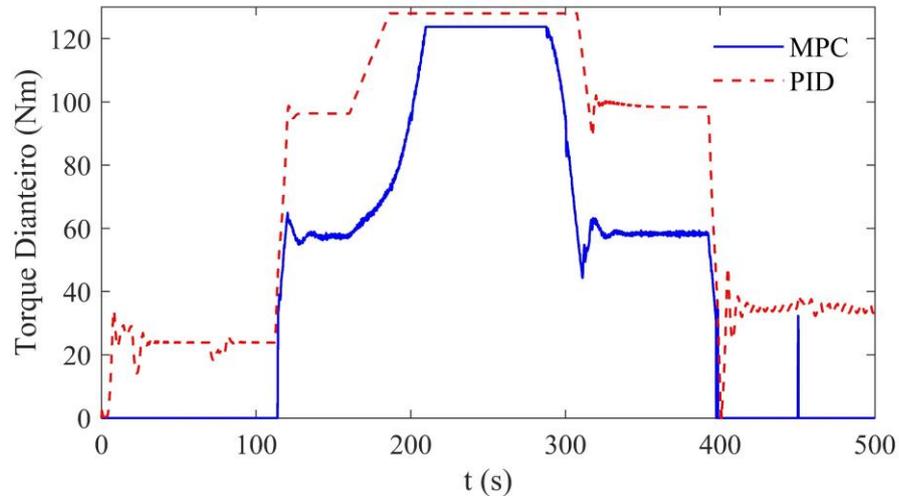


b) Eficiência total de tração.

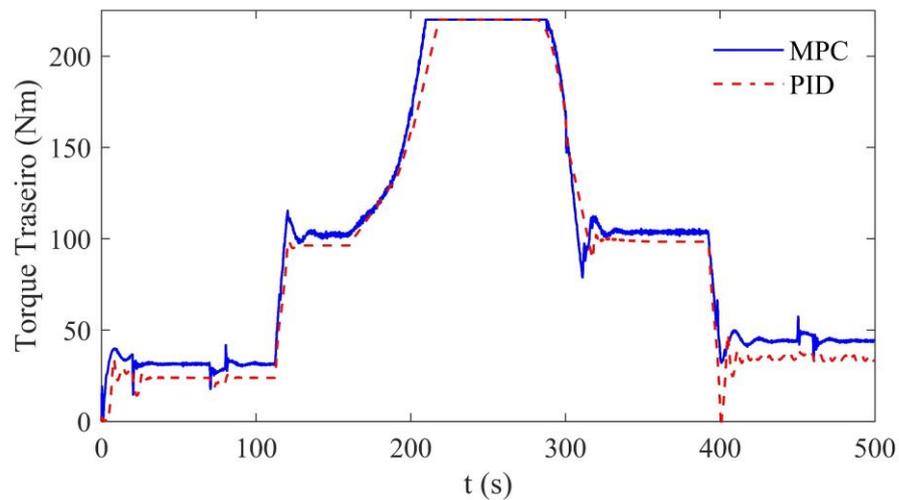
Figura 42 – Resposta da planta sob atuação do MPC e PID no cenário 1.

Fonte: Próprio autor.

No início do ciclo, na operação de manobra, a roda dianteira da planta do controlador MPC se mantém sem tração, isto é, o controlador não envia torque devido à baixa demanda de potência neste momento, como foi abordado. Pelo fato de o controlador de velocidade PID não prever a capacidade de tração em cada rodado e distribuir de forma uniforme a potência, a roda dianteira recebe torque como mostra a Figura 43 (a). O torque enviado pelo PID é maior que a capacidade de tração pode absorver e transformar em força bruta de tração, ao contrário do MPC, que dosa essa quantidade, assim como também ocorreu com Shi et al. (2022) e Sunusi et al. (2021).



a) Torques dianteiro



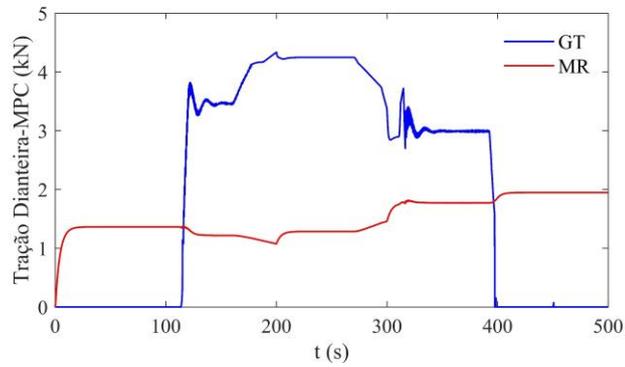
b) Torques traseiro.

Figura 43 – Resposta dos torques sob atuação do MPC e do PID no cenário 1.

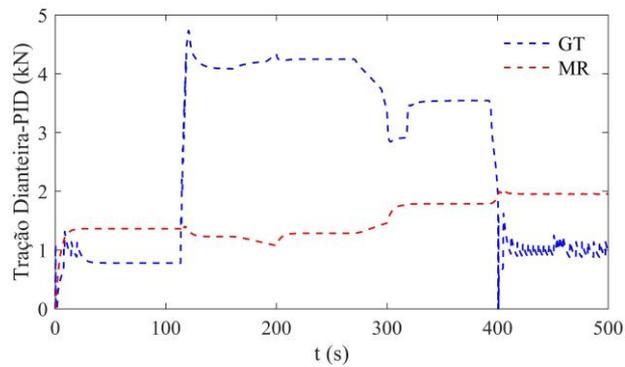
Fonte: Próprio autor.

Durante a operação de plantio, o MPC demandou para as rodas dianteiras um torque de 60 N m, contra quase 100 N m enviados pelo PID, e, como foi visto anteriormente, ambos chegaram na velocidade desejada de  $7 \text{ km h}^{-1}$ . No momento de demanda extrema, com total acrive e força de arrasto, no qual as potências saturam, a esteira da planta com o MPC recebe o torque de pico do motor elétrico de 220 N m, assim como na planta com o PID. No entanto, nas rodas dianteiras, o MPC não envia o pico de torque de 128 N m, ao contrário do PID, pelo fato de não adiantar o pico de torque, uma vez que, nessa situação de máximo acrive, a capacidade na roda dianteira é baixa.

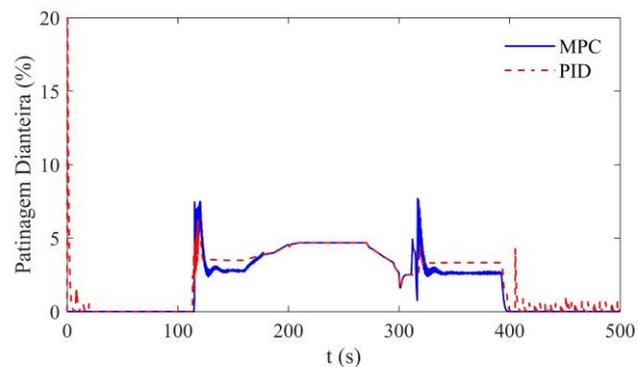
Para verificar melhor o comportamento da capacidade de tração em cada rodado, pode-se verificar os principais parâmetros de tração, como a força bruta de tração *GT*, resistência ao rolamento *MR* e as respectivas patinagens como mostra a Figura 44.



a) MPC



b) PID.



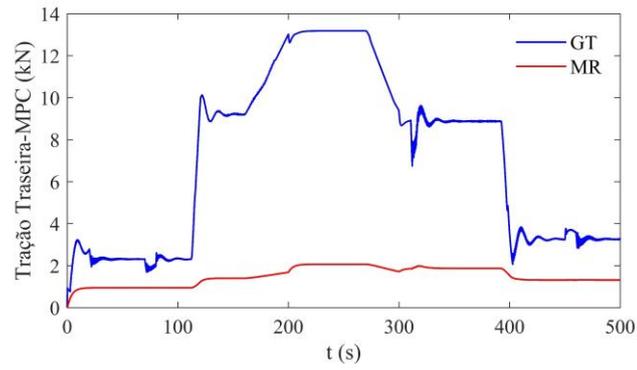
c) Patinagem dos pneus

Figura 44 – Resposta da força bruta de tração *GT*, resistência ao rolamento *MR* e da patinagem dos pneus dianteiros sob atuação do MPC e do PID no cenário 1.

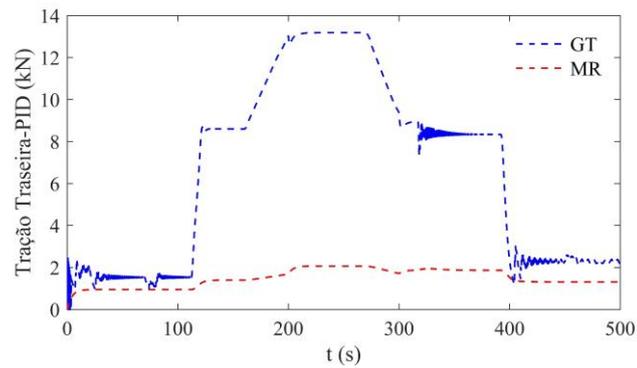
Fonte: Próprio autor.

Durante a operação de manobra, a resistência ao rolamento da roda dianteira está presente na planta com o MPC (a), uma vez que a roda está sendo arrastada, mas não há força de tração porque o controlador não demanda torque para ela. Ao contrário da planta com o PID (b), o torque demandado pelo controlador gera uma força bruta de tração menor que a resistência ao rolamento. Neste caso, a esteira está arrastando o pneu, que tem sua tração líquida  $NT$  contrária ao movimento (Zoz; Grisso, 2003). Este fato ocorre devido à baixa demanda de potência geral do veículo na operação de manobra, onde não há força de arrasto do implemento nem aative, além do que, para alcançar os  $10 \text{ km h}^{-1}$  apenas a esteira basta. Os testes realizados mostraram que torques nos pneus abaixo de  $30 \text{ N m}$  não geram força bruta de tração superior à resistência ao rolamento, devido às características do pneu, peso dinâmico e do solo. A Figura 44 (c) mostra as patinagens dos pneus para cada planta. Mesmo com torque, a roda dianteira tem patinagem zerada por estar rolando livremente com a esteira. No MPC, a patinagem no início da operação de plantio teve um pico maior do que no PID devido às grandes variações apresentadas pela velocidade, mas manteve valores abaixo em relação ao PID durante o solo arado (mais propenso à patinagem), em decorrência do controle de torque assim como controlador proposto por Sunusi et al. (2021) na transição do tipo de solo.

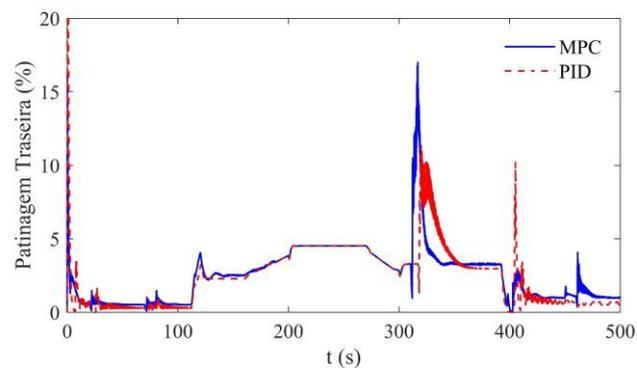
Os parâmetros de tração das esteiras são mostrados na Figura 45. Assim como na imagem anterior, têm-se os principais parâmetros de tração. A força de tração na esteira da planta com MPC é maior que na planta com PID. Mais uma vez, o motivo se deve ao controlador proposto distribuir um maior percentual de demanda de potência para o eixo traseiro, resultando, conseqüentemente, em uma maior patinagem, como mostra a Figura 45 (c). A força bruta de tração ultrapassa os  $12 \text{ kN}$  em ambos os controladores em relação a pouco mais de  $4 \text{ kN}$  dos pneus, mostrando uma capacidade de tração superior, como já esperado através do equacionamento de Grisso et al. (2006).



a) MPC



b) PID.



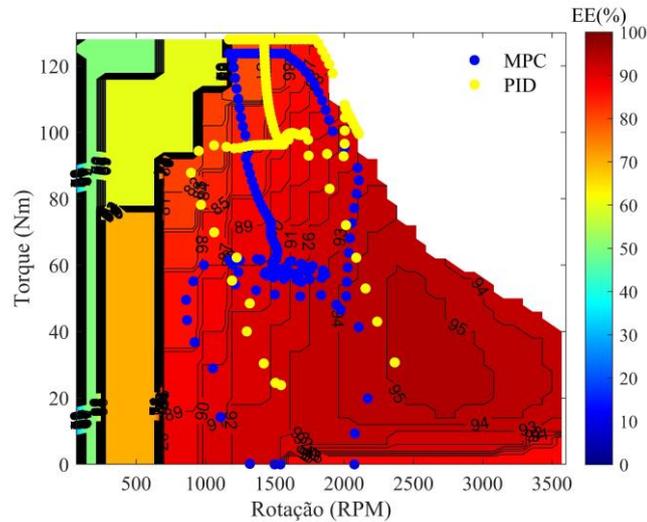
c) Patinagem das esteiras

Figura 45 – Resposta da força bruta de tração GT, resistência ao rolamento MR e patinagem das esteiras sob atuação do MPC e do PID no cenário 1.

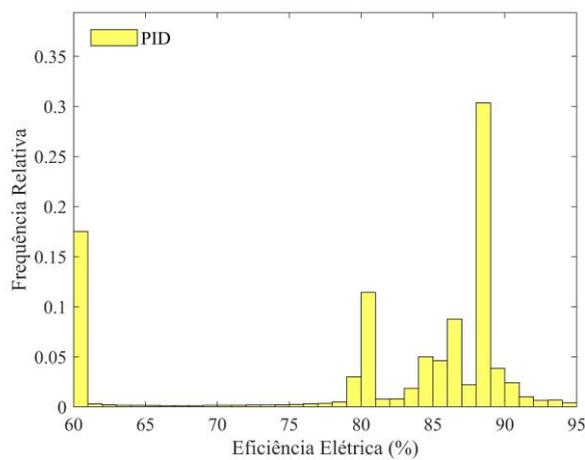
Fonte: Próprio autor.

Após a análise do comportamento da eficiência de tração dos rodados dianteiros e traseiros de cada planta, foi realizada uma análise da eficiência de conversão de energia elétrica para mecânica pelos motores elétricos. As trajetórias dos pontos de operação do motor dianteiro

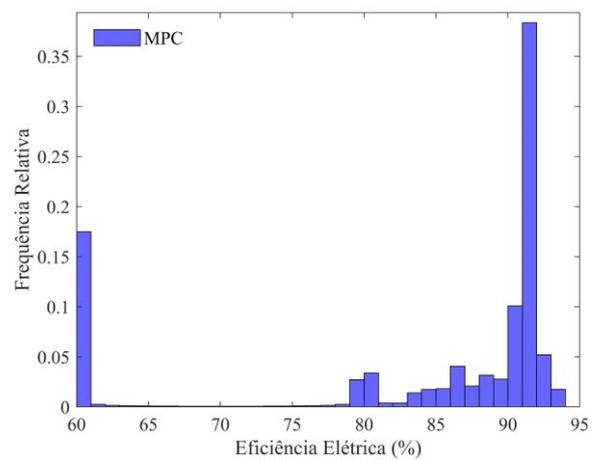
para os dois controladores foram adicionadas ao mapa de eficiência para verificar se houve diferença entre os trajetos dos dois controladores, conforme mostra a Figura 46 (a).



a) Trajetória da EE dos controladores MPC e PID do motor dianteiro.



b) Frequência relativa da distribuição da EE do motor dianteiro com PID.



c) Frequência relativa da distribuição da EE do motor dianteiro com MPC.

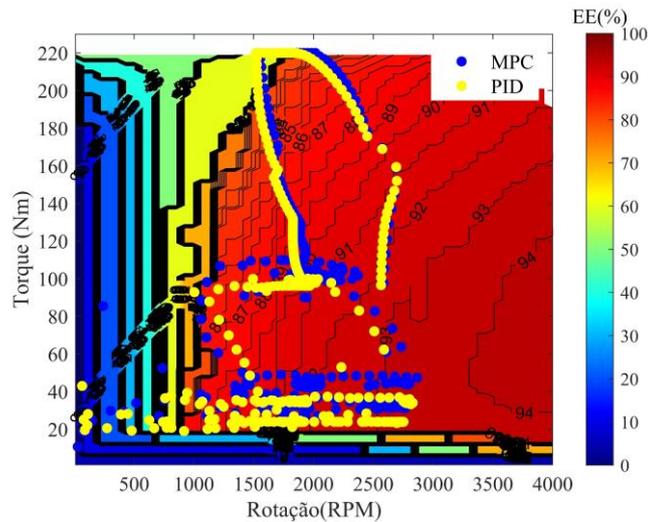
Figura 46 – Análise da eficiência elétrica dianteira sob atuação dos controladores PID e MPC no cenário 1.

Fonte: Próprio autor.

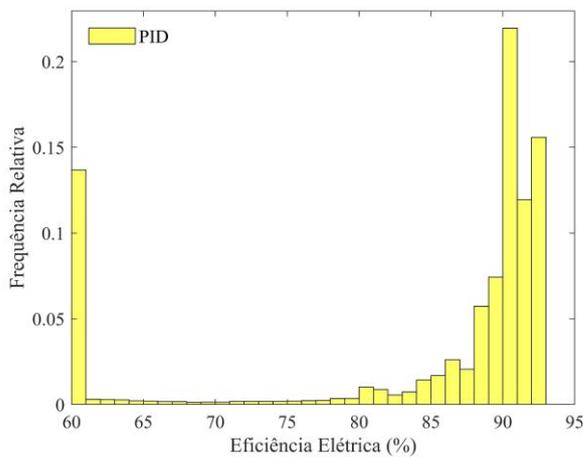
Esse tipo de análise também foi conduzido por Wang et al. (2023) e He et al. (2022), os quais realizaram a contagem dos pontos obtidos e verificaram a densidade desses pontos em cada zona de eficiência, a fim de determinar se a operação estava predominantemente percorrendo a região de eficiência elétrica mais elevada. Neste trabalho foi gerado um

histograma para cada tipo de controlador e verificada a eficiência elétrica da maior densidade de pontos do PID e do MPC, como mostram as Figura 46 (a) e (b) respectivamente. Como os motores elétricos já foram definidos em um projeto anterior, observa-se que os pontos de operação flutuam longe da máxima eficiência elétrica do motor elétrico, que é 95%. Este estudo alerta para uma revisão das escolhas dos conjuntos moto-redutor. Analisando o mapa de eficiência do motor, os pontos de operação do controlador MPC têm uma maior densidade de pontos na eficiência em [91–92%], contra [88–89%] do PID, como mostra a Figura 46 (b) e (c). Pode-se observar que a região dos pontos de operação do MPC tem valores de torque menores em relação ao PID para a mesma região de rotação, implicando em uma maior densidade de pontos em uma zona de eficiência maior do que o PID. Em outras palavras, os dois motores geram praticamente a mesma rotação para atingir a referência de velocidade, mas com torques diferentes, sendo que o MPC minimiza esse torque. Esse comportamento dos torques também é observado por Wang et al. (2023).

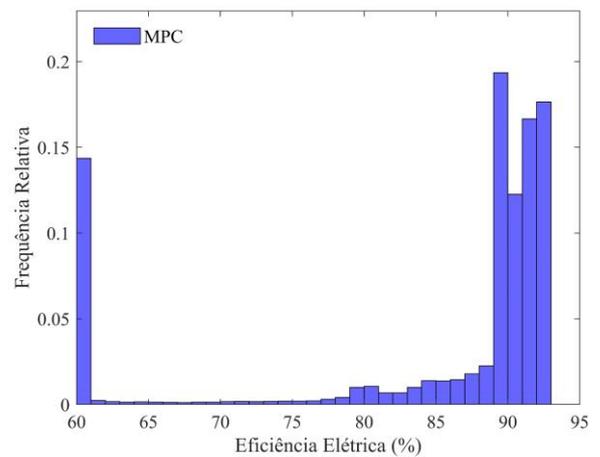
Da mesma forma que nos motores elétricos dianteiros, os pontos de operação dos dois controladores também se afastam da máxima eficiência elétrica nos motores traseiros. Nas esteiras, onde há uma maior capacidade de tração, os dois controladores agem de forma semelhante, como evidenciado pela análise prévia. Em outras palavras, praticamente toda a potência aplicada na esteira se converte em tração, devido ao elevado peso dinâmico que aumenta com o crescimento das perturbações, conforme pode ser analisado pelas equações de Grisso et al. (2006). Nesse contexto, a trajetória da eficiência elétrica desse motor demonstrou-se semelhante para os dois controladores, com uma maior densidade em [89–90%] para o MPC e [90–91%] para o PID, conforme ilustrado na Figura 47 (b) e (c), respectivamente.



a) Trajetória da EE dos controladores MPC e PID do motor traseiro.



b) Frequência relativa da distribuição da EE do motor traseiro com PID.



c) Frequência relativa da distribuição da EE do motor traseiro com MPC.

Figura 47 – Análise da eficiência elétrica traseira sob atuação dos controladores PID e MPC no cenário 1.

Fonte: Próprio autor.

A redução da potência elétrica consumida pelos quatro motores elétricos da planta com o controlador de tração MPC proposto em relação à planta com o controle PID de velocidade, é mostrada na Figura 48. Esse resultado foi obtido através da potência de demanda dos quatro motores elétricos, considerando a eficiência elétrica, dada a rotação e o torque. Para este cenário, o resultado mostra uma redução média de 16,05% da potência elétrica total. Durante o momento extremo de operação, onde os motores saturaram, a redução foi praticamente nula, devido ao comportamento semelhante entre os controladores. A manobra final apresenta uma

redução maior em relação à manobra inicial, pelo fato de o solo ter uma adesão menor, gerando mais patinagem na planta com o controlador PID, assim também ocorrido com Sunusi et al. (2021). Esta análise da potência elétrica consumida pelo sistema também foi realizada por Wang et al. (2023), De Melo et al. (2022) e He et al. (2022).

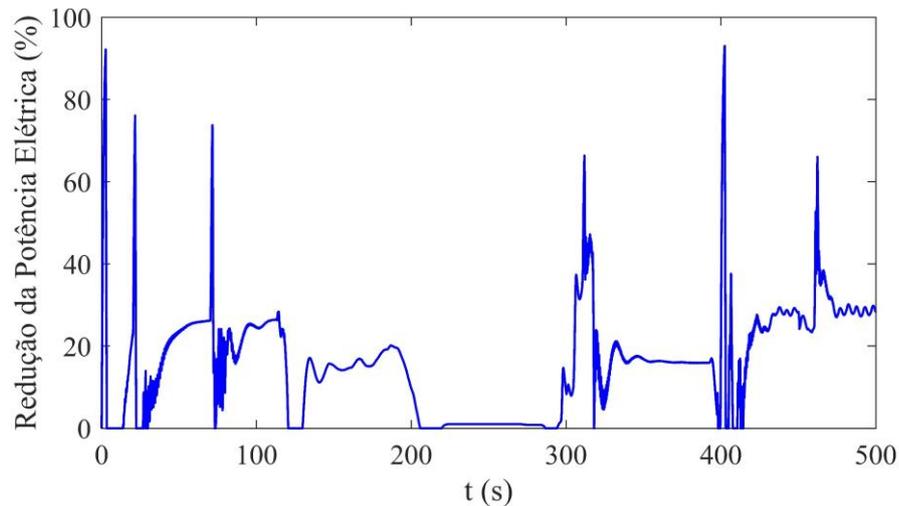
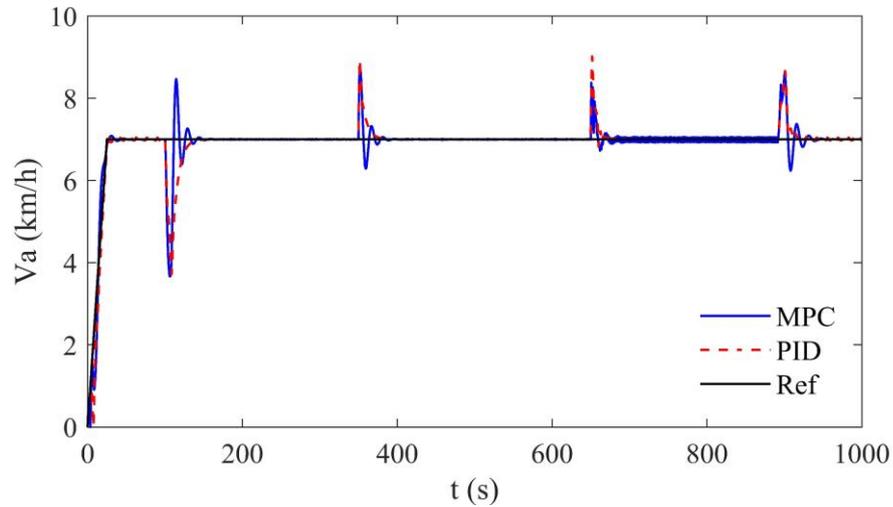


Figura 48 – Redução da potência elétrica do controlador de tração MPC em relação ao controlador de velocidade PID no cenário 1.

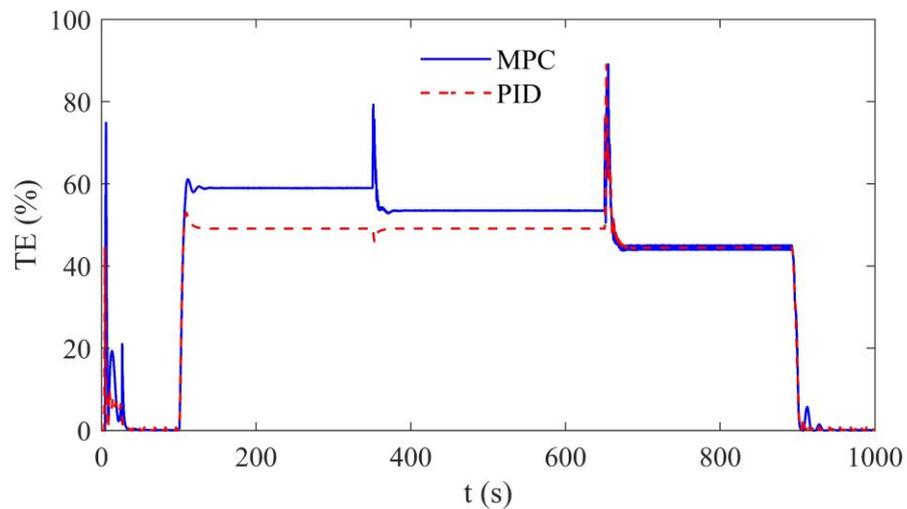
Fonte: Próprio autor.

#### 4.4.2 Operação de variação do implemento (cenário 2)

Neste cenário, os controladores foram avaliados diante das variações significativas da força de arrasto do implemento, podendo simular uma operação com um menor número de linhas de plantio ou até mesmo outro tipo de implemento. O comportamento da velocidade da planta com o controle de tração MPC e do controle PID, foram semelhantes entre os dois diante da referência de  $7 \text{ km h}^{-1}$ , como mostra a Figura 49 (a). Em regime, os controladores mantiveram a velocidade de avanço do veículo na referência adotada. Analisando a eficiência total de tração mostrada na Figura 49 (b), pode-se observar diferença entre a operação da planta com MPC e a planta com PID.



a) Resposta da velocidade de avanço.



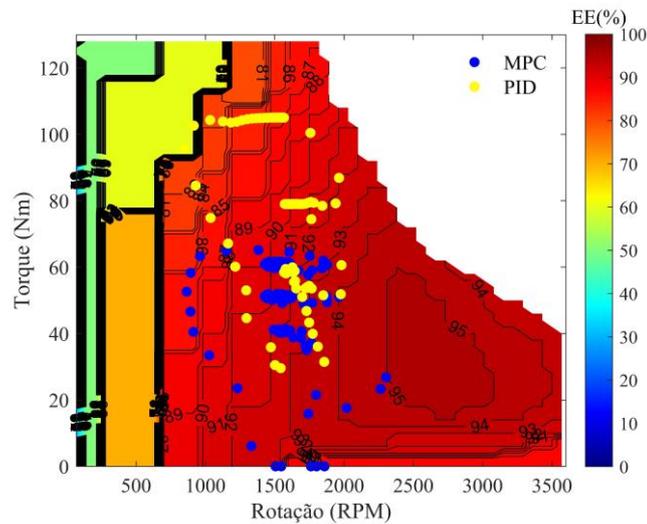
b) Eficiência total de tração.

Figura 49 – Resposta da planta sob atuação do MPC e PID no cenário 2.

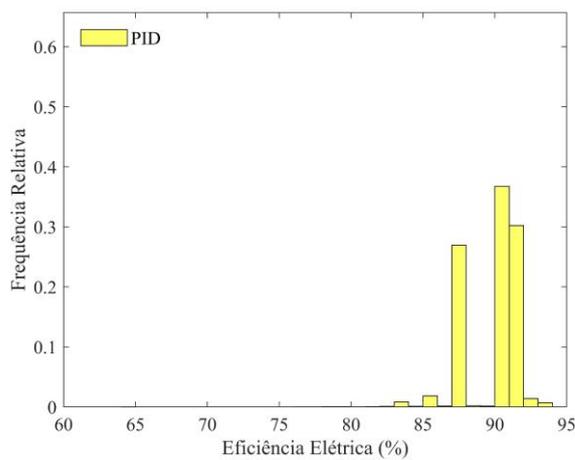
Fonte: Próprio autor.

No primeiro momento, com 20 kN de força de arrasto, a  $TE_T$  do MPC estabiliza em quase 60%, enquanto o PID mantém pouco mais de 49%. Esta diferença diminui quando o implemento gera um arrasto de 15 kN, mas o MPC continua tendo uma performance melhor, com quase 54% contra pouco mais de 49% do PID. Por fim, no último teste com um implemento de 10 kN, a diferença é quase nula entre os dois controladores, ambos mantendo próximo aos 45% de  $TE_T$ . A explicação para a eficiência de tração da planta com o controlador MPC cair e se aproximar do PID é que, quanto menor a carga de arrasto, menor será o efeito na distribuição do peso dinâmico do veículo, e a otimização da distribuição de potência não surtirá mais

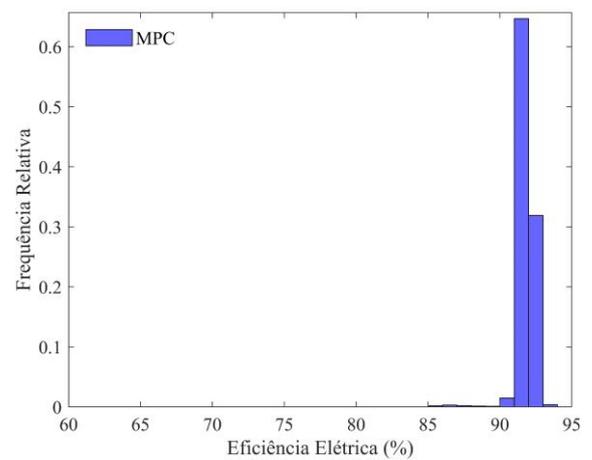
diferença entre os dois controladores, como mostra a dinâmica apresentada por Taghavifar; Mardani (2017).



a) Trajetória da EE dos controladores MPC e PID do motor dianteiro.



b) Frequência relativa da distribuição da EE do motor dianteiro com PID.



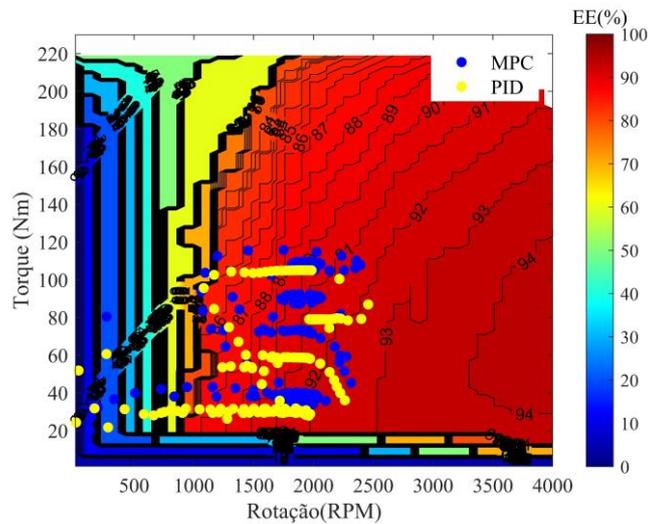
c) Frequência relativa da distribuição da EE do motor dianteiro com MPC.

Figura 50 – Análise da eficiência elétrica dianteira sob atuação dos controladores PID e MPC no cenário 2.

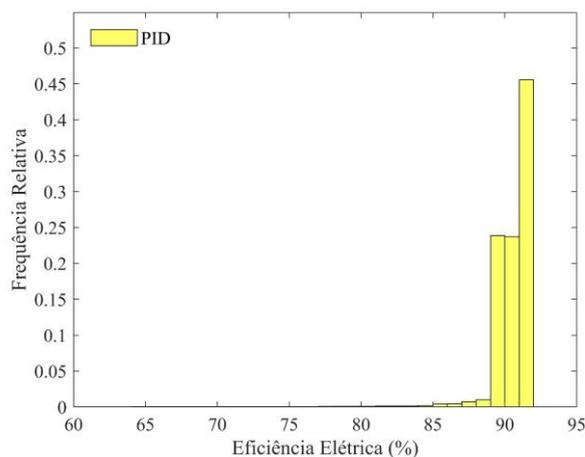
Fonte: Próprio autor.

Ao realizar uma análise da eficiência elétrica dos quatro motores, foi obtida a densidade da trajetória dos pontos de operação. No motor dianteiro de 12 kW, a planta que utilizou o controle de tração MPC alcançou a maior frequência, com 64,67% dos pontos de operação, em

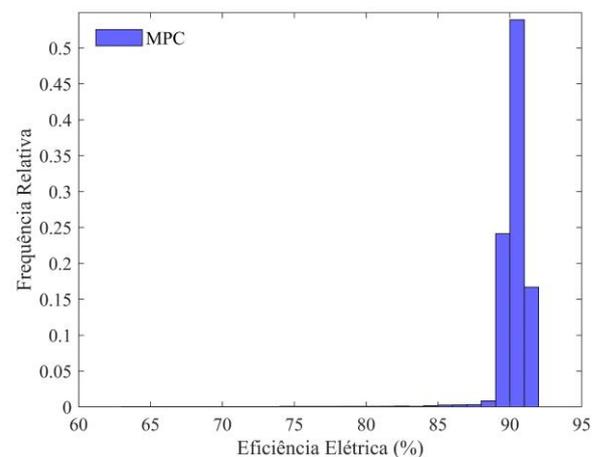
uma eficiência de [91-92%], em comparação com a eficiência de [90-91%] do PID, que apresentou uma frequência de 36,75%, conforme mostrado nas Figura 50 (b) e (c).



a) Trajetória da EE dos controladores MPC e PID do motor traseiro.



b) Frequência relativa da distribuição da EE do motor traseiro com PID.



c) Frequência relativa da distribuição da EE do motor traseiro com MPC.

Figura 51 – Análise da eficiência elétrica traseira sob atuação dos controladores PID e MPC no cenário 2.

Fonte: Próprio autor.

Da mesma forma, para as esteiras traseiras foi realizada uma análise no mapa de eficiência dos motores traseiros de 30 kW, como mostra a Figura 51 (a). A maior densidade do MPC foi de 53,91%, obtendo uma eficiência de [90–91%], contra uma densidade de 45,57% e

eficiência elétrica de [91–92%] do PID como mostram as Figura 51 (b) e (c). Assim como o cenário 1, as eficiências elétricas apresentaram praticamente o mesmo comportamento.

Como foi discutido anteriormente, o comportamento da eficiência de tração é refletido diretamente na redução de potência mostrada na Figura 52, que segue a mesma explicação. Durante o uso do implemento de 20 kN, a redução é de pouco mais de 18% em comparação com o controle PID, quase 9% com o implemento de 15 kN e praticamente 0% com o implemento de 10 kN. A redução média deste cenário foi de 12,96%. Conforme discutido por Battiato; Diserens (2017), um aumento da força de arrasto resulta em um aumento no peso dinâmico, o que favorece a atuação do controlador MPC. Com a redução da força de arrasto, o peso dinâmico da esteira diminui, reduzindo a diferença entre um controle de velocidade com e sem controle de tração.

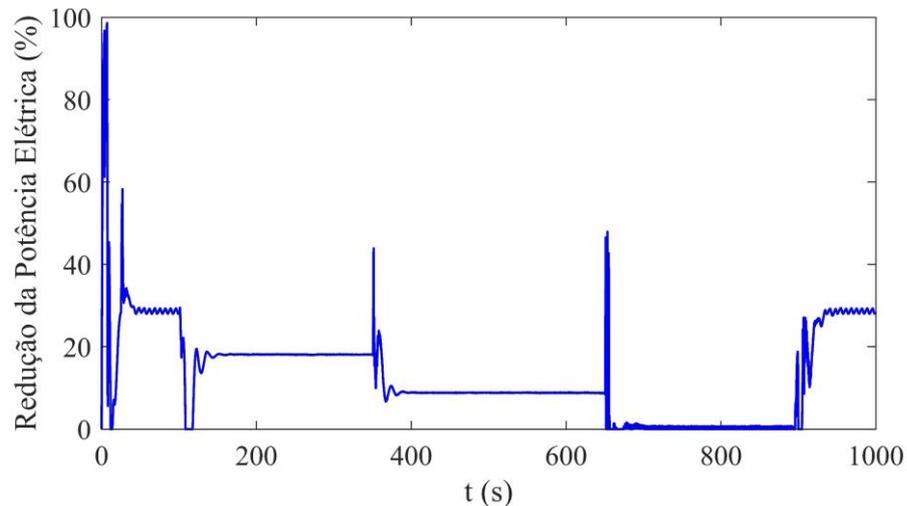


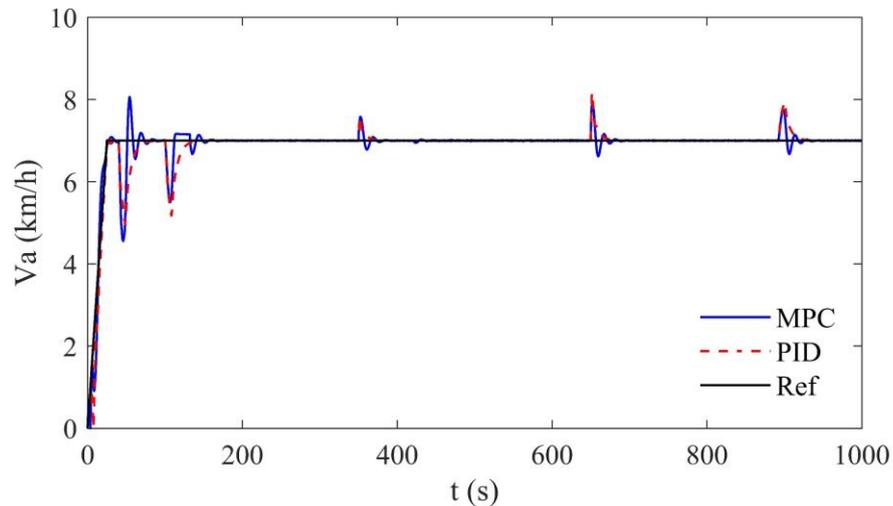
Figura 52 – Redução da potência elétrica do controlador de tração MPC em relação ao controlador de velocidade PID no cenário 2.

Fonte: Próprio autor.

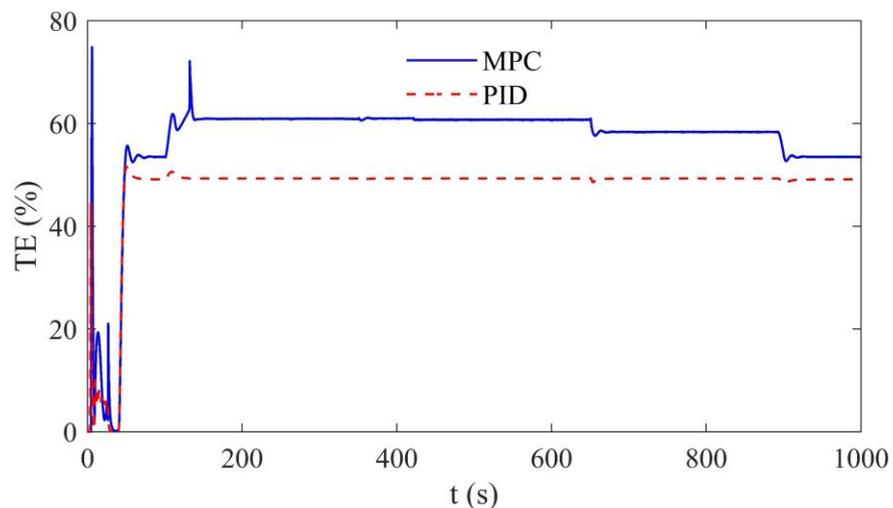
#### 4.4.3 Operação de variação do ângulo de inclinação do solo (cenário 3)

Neste cenário, para testar o comportamento dos controladores em diferentes ângulos de inclinação do solo, as plantas são submetidas a ângulos de  $6^\circ$ ,  $5^\circ$  e  $3^\circ$  com um implemento de 15 kN, necessário para alcançar esse nível de inclinação e manter a potência para sustentar a

velocidade de referência de 7 km/h, conforme definido no capítulo anterior. Os comportamentos das velocidades das plantas com os controles MPC e PID apresentaram variações semelhantes com as alterações da inclinação do solo, zerando o erro em regime, como mostrado na Figura 53 (a).



a) Resposta da velocidade de avanço.



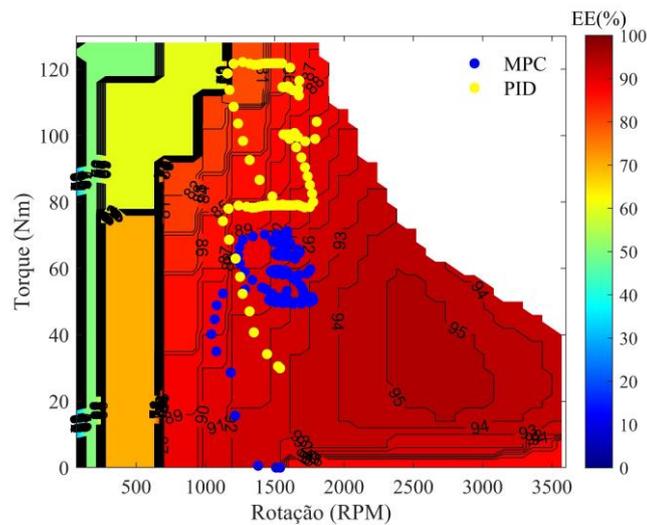
b) Eficiência total de tração.

Figura 53 – Resposta da planta sob atuação do MPC e PID no cenário 3.

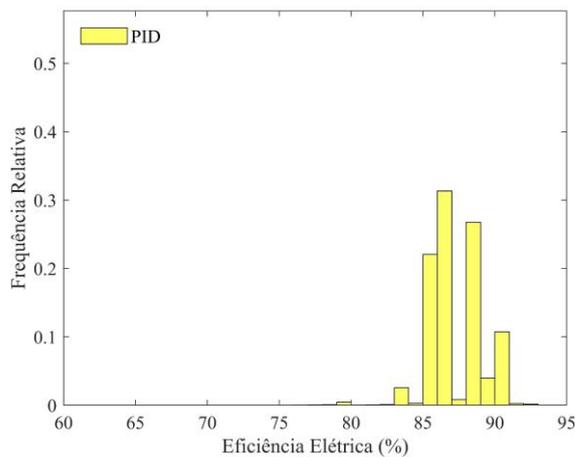
Fonte: Próprio autor.

A otimização da distribuição de potência entre os eixos, aproveitando a capacidade de tração que se altera com a inclinação do solo, proporciona a planta com MPC, uma eficiência de tração total maior que na planta com o PID. Isso ocorre porque, quanto maior a inclinação,

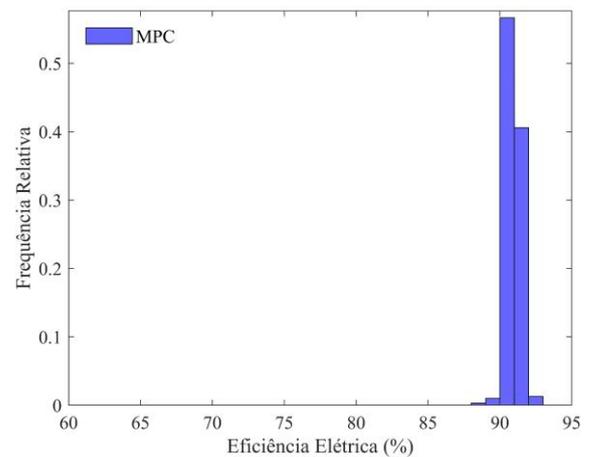
maior é o aumento do peso dinâmico na esteira e, conseqüentemente, maior é a capacidade de tração (Macmillan (2002)) que pode ser explorada pelo controle de tração para variar a distribuição de potência entre os eixos. Com um ângulo de  $6,80^\circ$  ou 12% de aclave, o MPC alcançou uma  $TE_T$  de quase 61%, enquanto o PID atingiu pouco mais de 49%. No ângulo de  $5^\circ$ , a eficiência de tração foi de 60% para o MPC e 49% para o PID. Finalmente, no ângulo de  $3^\circ$ , a eficiência foi pouco mais de 58% para o MPC contra 49% para o PID como mostra a Figura 53 (b).



a) Trajetória da EE dos controladores MPC e PID do motor dianteiro.



b) Frequência relativa da distribuição da EE do motor dianteiro com PID.

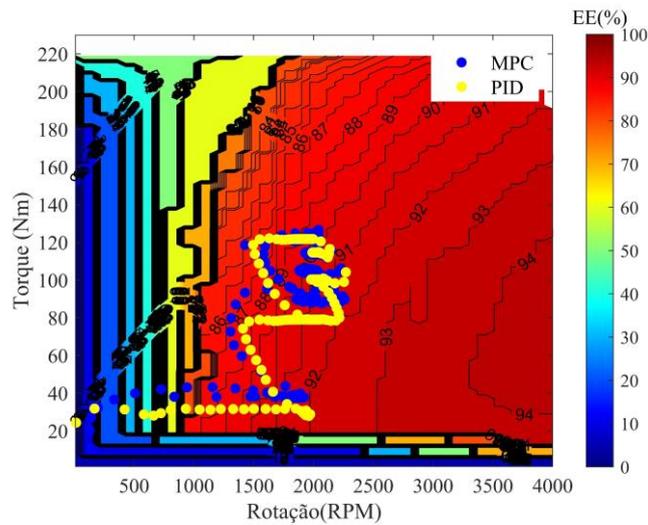


c) Frequência relativa da distribuição da EE do motor dianteiro com MPC.

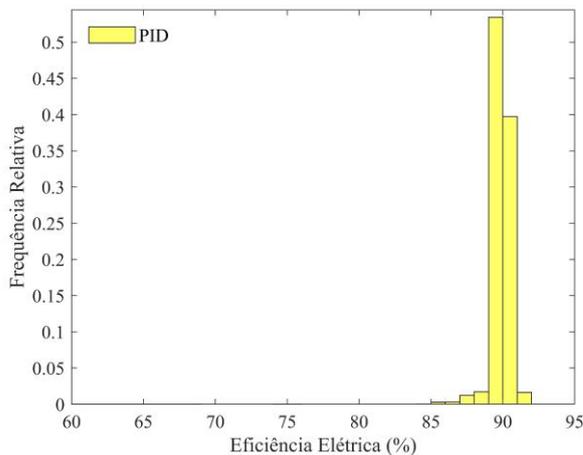
Figura 54 – Análise da eficiência elétrica dianteira sob atuação dos controladores PID e MPC no cenário 3.

Fonte: Próprio autor.

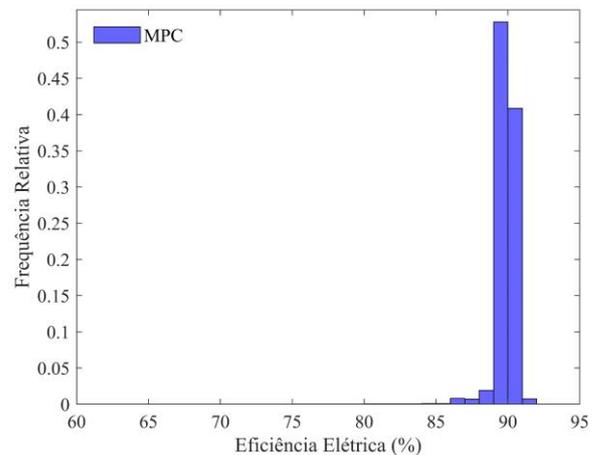
Analisando a eficiência elétrica dos motores dianteiros para este cenário, o controlador MPC obteve uma eficiência de [90–91%] na maior frequência de pontos de 56,66%, enquanto o controlador PID de velocidade alcançou uma frequência de pontos de 31,33% com uma eficiência de [86–87%], conforme mostrado nas Figura 54 (a) e (b), respectivamente. Pelo mapa do motor, é possível observar uma demanda de torque menor na planta com o MPC em comparação ao PID, devido ao fato de o controlador focar no eixo traseiro, otimizando a eficiência total de tração.



a) Trajetória da EE dos controladores MPC e PID do motor traseiro.



b) Frequência relativa da distribuição da EE do motor traseiro com PID.



c) Frequência relativa da distribuição da EE do motor traseiro com MPC.

Figura 55 – Análise da eficiência elétrica traseira sob atuação dos controladores PID e MPC no cenário 3.

Fonte: Próprio autor.

De forma semelhante aos cenários anteriores, a trajetória dos pontos de operação dos motores elétricos traseiros das esteiras foi semelhante, conforme mostrado na Figura 55 (a). A distribuição de torque para o controlador MPC apresentou uma eficiência elétrica de [89–90%] na maior frequência de pontos de 52,80%, enquanto o controlador PID obteve [89–90%] na maior frequência de pontos de 53,44%, conforme mostrado nas Figura 55 (b) e (c).

A redução média da potência elétrica do controlador MPC em relação ao PID neste cenário foi de 18,36%, conforme mostrado na Figura 56. Durante a inclinação de 6,80°, houve uma redução de quase 21%, uma redução de pouco mais de 20% com a inclinação de 5°. Por último, na inclinação de 3°, houve uma redução de quase 17%. Como foi observado na análise anterior da eficiência de tração total para este cenário, quanto maior o ângulo, maior a redução de potência, devido ao melhor aproveitamento da capacidade de tração traseira com o aumento do peso dinâmico na esteira.

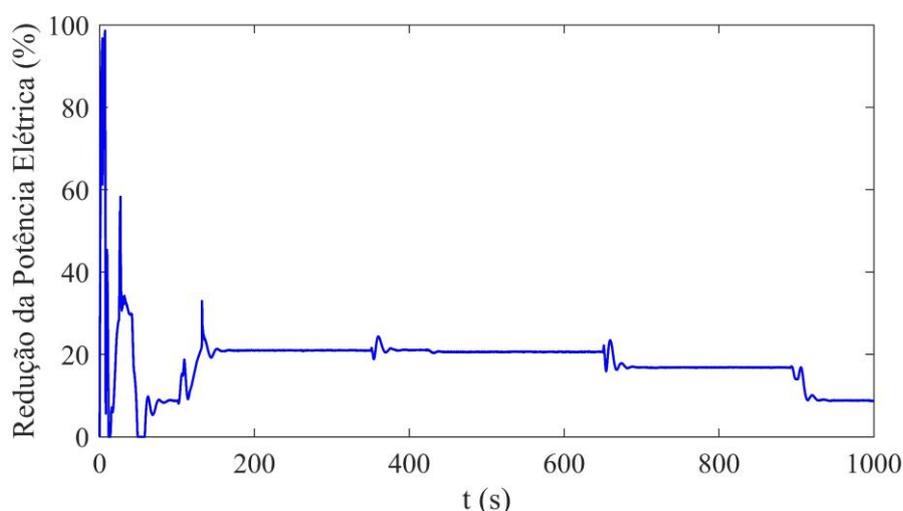


Figura 56 – Redução da potência elétrica do controlador de tração MPC em relação ao controlador de velocidade PID no cenário 3.

Fonte: Próprio autor.

Visualizando a redução média da potência elétrica total consumida pelos quatro motores elétricos da planta com o controlador de tração MPC em relação ao controle de velocidade PID, observa-se que a maior redução ocorreu no cenário 3 com 18,36%, o qual variou os ângulos de inclinação do solo, como mostra a Figura 57. Considerando as equações desenvolvidas por Macmillan (2002), pode-se afirmar que o cenário 3 apresentou a maior variação nos pesos

dinâmicos nos rodados em comparação com os outros cenários. Isso sugere que o controlador de tração proposto pelo MPC pode obter melhores resultados à medida que as variações nos pesos dinâmicos aumentam, validando a estratégia de distribuir os torques entre os eixos dianteiro e traseiro quando ocorrem mudanças na distribuição de carga do veículo, visando alcançar a máxima eficiência de tração.

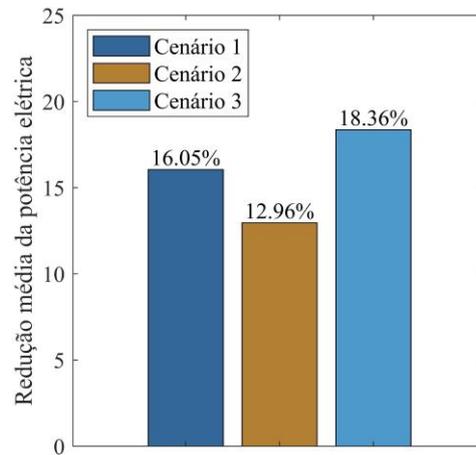


Figura 57 – Redução média da potência elétrica dos cenários.

Fonte: Próprio autor.

## 5 CONCLUSÃO

O sistema de controle de tração MPC proposto neste trabalho maximizou a eficiência de tração total de uma semeadora autopropelida elétrica autônoma ao distribuir de forma ótima os torques entre os eixos dianteiro e traseiro, em comparação com um controlador de velocidade do tipo PID. Observou-se uma redução significativa no consumo de potência elétrica pelo controlador MPC em relação ao PID nos três cenários simulados para as operações do veículo. No primeiro cenário, que envolveu uma variedade de operações como manobras, plantio, inclinação e variação do coeficiente de atrito do solo, houve uma redução média de 16,05% no consumo de potência elétrica total. No segundo cenário, com variação da força de arrasto do implemento, a redução foi de 12,96%. Por fim, no terceiro cenário, com variação da inclinação do solo, a redução foi de 18,36%. A maior redução ocorreu no último cenário, onde as variações dos pesos dinâmicos são mais pronunciadas, indicando que a estratégia adotada de estimar a variação de peso dinâmico e atuar com mais torque no eixo com maior capacidade de tração pode ser aplicada em futuros desenvolvimentos de controle de tração para tratores.

Ao analisar a trajetória dos pontos de operação de potência nas zonas de eficiência elétrica dos motores, o controlador proposto demonstrou resultados superiores nos motores dianteiros em comparação com o PID. Nos motores traseiros, ambos os controladores mostraram eficiência.

A planta modelada da semeadora autopropelida autônoma elétrica, apresentou comportamento satisfatório comparado com a bibliografia, como as respostas de patinagem e velocidade de acordo com as perturbações e atuações. Adicionalmente, um estudo futuro poderá ser realizado para dimensionar o sistema de tração (reductor, motor elétrico) de modo a operar na região de maior eficiência de conversão de energia elétrica em energia mecânica. Essa simulação pode auxiliar na escolha do motor elétrico adequado para cada operação e tipo de solo. Futuros estudos podem aprimorar o modelo linear desta complexa planta de veículo *off-road* através da exploração de outros métodos de identificação de sistemas.

## Referências

ASAE (2006). American Society of Agricultural Engineers. ASAE D497.5: Agricultural Machinery Management, St Joseph:343-349.

ALSALEH, MUSTAFA; EVANS, WILLIAM; HOFSTETTER, KEVEN; et al. **Part IV. Track Systems Design of Track Systems**. 2009.

ASHOK KUMAR, A.; TEWARI, V. K.; GUPTA, C.; PAREEK, C. M. A device to measure wheel slip to improve the fuel efficiency of off road vehicles. **Journal of Terramechanics**, v. 70, p. 1–11, 2017. Elsevier Ltd.

BAEK, S. Y.; BAEK, S. M.; JEON, H. H.; et al. Traction Performance Evaluation of the Electric All-Wheel-Drive Tractor. **Sensors**, v. 22, n. 3, 2022. MDPI.

BATTIATO, A.; DISERENS, E. Tractor traction performance simulation on differently textured soils and validation: A basic study to make traction and energy requirements accessible to the practice. **Soil and Tillage Research**, v. 166, p. 18–32, 2017. Elsevier B.V.

BOISVERT, M.; MICHEAU, P. Estimators of wheel slip for electric vehicles using torque and encoder measurements. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 76–77, p. 665–676, 2016. Academic Press.

BRIXIUS, W. W. (1987). Traction prediction equations for bias-ply tires. ASAE Paper No. 871622. St. Joseph, Mich.: ASAE

BURN, K.; MAERTE, L.; COX, C. A Matlab Toolbox for Teaching Modern System Identification Methods for Industrial Process Control. **International Journal of Mechanical Engineering Education**, v. 38, n. 4, p. 352–364, 2010. Disponível em: <<http://journals.sagepub.com/doi/10.7227/IJMEE.38.4.7>>. .

DING, X.; WANG, Z.; ZHANG, L. Hybrid Control-Based Acceleration Slip Regulation for Four-Wheel-Independent-Actuated Electric Vehicles. **IEEE Transactions on Transportation Electrification**, v. 7, n. 3, p. 1976–1989, 2021. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc.

GAO, H.; XIA, K.; DING, L.; et al. Optimized control for longitudinal slip ratio with reduced energy consumption. **Acta Astronautica**, v. 115, p. 1–17, 2015. Elsevier Ltd.

GARCIA, Y. M.; CAMPOS, S.; CAMPOS, M. **DECLIVIDADE E POTENCIAL PARA MECANIZAÇÃO AGRÍCOLA DA BACIA HIDROGRÁFICA DO RIBEIRÃO PEDERNEIRAS-PEDERNEIRAS/SP DECLIVITY OF LAND AND POTENTIAL FOR AGRICULTURAL MECHANIZATION OF THE HYDROGRAPHIC BASIN OF PEDERNEIRAS STREAM-PEDERNEIRAS / SP**. 2019.

GONZALEZ, R.; FIACCHINI, M.; IAGNEMMA, K. Slippage prediction for off-road mobile robots via machine learning regression and proprioceptive sensing. **Robotics and Autonomous Systems**, v. 105, p. 85–93, 2018. Elsevier B.V.

GRISSE, R.; PERUMPRAL, J.; ZOZ, F. An empirical model for tractive performance of rubber-tracks in agricultural soils. **Journal of Terramechanics**, v. 43, n. 2, p. 225–236, 2006.

HE, H.; HAN, M.; LIU, W.; et al. MPC-based longitudinal control strategy considering energy consumption for a dual-motor electric vehicle. **Energy**, v. 253, 2022. Elsevier Ltd.

HEUBAUM, M.; MUNCH, P.; COSTANTINI, G.; PESCHKE, T.; GORGES, D. Slip Detection and Control for Harvesting Machines. IFAC-PapersOnLine. **Anais...** . v. 55, p.18–23, 2022. Elsevier B.V.

IAGNEMMA, K.; DUBOWSKY, S. Traction control of wheeled robotic vehicles in rough terrain with application to planetary rovers. *International Journal of Robotics Research*. **Anais...** . v. 23, p.1029–1040, 2004.

JAYOUNG KIM; JIHONG LEE. Intelligent slip-optimization control with traction-energy trade-off for wheeled robots on rough terrain. 2014 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. **Anais...** . p.1938–1943, 2014. IEEE. Disponível em: <<http://ieeexplore.ieee.org/document/6942819/>>. .

JUNG, H.; CHOI, S. MODEL PREDICTIVE CONTROL OF AN ALL-WHEEL DRIVE VEHICLE CONSIDERING INPUT AND STATE CONSTRAINTS. **International Journal of Automotive Technology**, v. 21, n. 2, p. 493–502, 2020.

J.Y. WONG, PH. D. , D. SC. **Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering Terrain Behaviour, Off-road Vehicle Performance and Design**. 2010.

KOBELSKI, A.; OSINENKO, P.; STREIF, S. A method of online traction parameter identification and mapping. IFAC-PapersOnLine. **Anais...** . v. 53, p.13933–13938, 2020. Elsevier B.V.

KOBELSKI, A.; OSINENKO, P.; STREIF, S. Experimental verification of an online traction parameter identification method. **Control Engineering Practice**, v. 113, 2021. Elsevier Ltd.

KUMAR SHARMA, A.; PANDEY, K. P. Matching tyre size to weight, speed and power available for maximising pulling ability of agricultural tractors. **Journal of Terramechanics**, v. 38, n. 2, p. 89–97, 2001. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0022489800000136>>. .

LHOMME-DESAGES, D.; GRAND, C.; AMAR, F. BEN; GUINOT, J. C. Doppler-based ground speed sensor fusion and slip control for a wheeled rover. **IEEE/ASME Transactions on Mechatronics**, v. 14, n. 4, p. 484–492, 2009.

LI, S.; GUO, L.; ZHANG, B.; et al. MPC-based Slip Control System for In-wheel-motor Drive EV. IFAC-PapersOnLine. **Anais...** . v. 51, p.578–582, 2018. Elsevier B.V.

LI, Z.; HE, L.; SHI, Z.; et al. A Sliding Mode Predictive Control Approach for Traction Control of Battery Electric Vehicle. 2022 6th CAA International Conference on Vehicular Control and Intelligence, CVCI 2022. **Anais...** , 2022. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc.

LI, Z.; WANG, P.; LIU, H.; HU, Y.; CHEN, H. Coordinated longitudinal and lateral vehicle stability control based on the combined-slip tire model in the MPC framework. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 161, 2021. Academic Press.

LIU, Z.; GUO, J.; DING, L.; et al. Online estimation of terrain parameters and resistance force based on equivalent sinkage for planetary rovers in longitudinal skid. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 119, p. 39–54, 2019. Academic Press.

MA, J.; QIN, S. J.; LI, B.; SALSBURY, T. Economic model predictive control for building energy systems. ISGT 2011. **Anais...** . p.1–6, 2011. IEEE. Disponível em: <<http://ieeexplore.ieee.org/document/5759140/>>. .

MACMILLAN, R. H. **The Mechanics of Tractor-Implement Performance Theory and Worked Examples**. 2002.

DE MELO, R. R.; TOFOLI, F. L.; DAHER, S.; ANTUNES, F. L. M. Wheel Slip Control Applied to an Electric Tractor for Improving Tractive Efficiency and Reducing Energy Consumption. **Sensors**, v. 22, n. 12, 2022. MDPI.

MILLER, A. Ship model identification with genetic algorithm tuning. **Applied Sciences (Switzerland)**, v. 11, n. 12, 2021. MDPI AG.

OSETINSKY, A.; SHMULEVICH, I. in **Automation Technology for Off-Road Equipment**. ASAE Publication Number 701P0502, 2002.

OSINENKO, P.; STREIF, S. Optimal traction control for heavy-duty vehicles. **Control Engineering Practice**, v. 69, p. 99–111, 2017. Elsevier Ltd.

OSINENKO, P. V.; GEISLER, M.; HERLITZIUS, T. A method of optimal traction control for farm tractors with feedback of drive torque. **Biosystems Engineering**, v. 129, p. 20–33, 2015. Academic Press.

PEIRET, A.; KARPMAN, E.; KOVÁCS, L. L.; et al. Modelling of off-road wheeled vehicles for real-time dynamic simulation. **Journal of Terramechanics**, v. 97, p. 45–58, 2021. Elsevier Ltd.

PRANAV, P. K.; PANDEY, K. P.; TEWARI, V. K. Digital wheel slipmeter for agricultural 2WD tractors. **Computers and Electronics in Agriculture**, v. 73, n. 2, p. 188–193, 2010.

PYTKA, J.; DABROWSKI, J.; ZAJAC, M.; TARKOWSKI, P. Effects of reduced inflation pressure and vehicle loading on off-road traction and soil stress and deformation state. **Journal of Terramechanics**, v. 43, n. 4, p. 469–485, 2006.

R. D. WISMER; H. J. LUTH. Off-Road Traction Prediction for Wheeled Vehicles. **Transactions of the ASAE**, v. 17, n. 1, p. 0008–0010, 1974. Disponível em: <<http://elibrary.asabe.org/abstract.asp??JID=3&AID=36772&CID=t1974&v=17&i=1&T=1>>.

RAJAMANI, R. **Vehicle Dynamics and Control**. Boston, MA: Springer US, 2012.

RENIUS, K. T. **Fundamentals of Tractor Design**. Cham: Springer International Publishing, 2020.

SAVITSKI, D.; SCHLEININ, D.; IVANOV, V.; et al. Improvement of traction performance and off-road mobility for a vehicle with four individual electric motors: Driving over icy road. **Journal of Terramechanics**, v. 69, p. 33–43, 2017. Elsevier Ltd.

SHI, W.; JIANG, Y.; SHEN, Z.; et al. Nonlinear MPC-Based Acceleration Slip Regulation for Distributed Electric Vehicles. **World Electric Vehicle Journal**, v. 13, n. 11, 2022. MDPI.

SUNUSI, I. I.; ZHOU, J.; SUN, C.; et al. Development of online adaptive traction control for electric robotic tractors. **Energies**, v. 14, n. 12, 2021. MDPI AG.

SUNUSI, I. I.; ZHOU, J.; ZHEN WANG, Z.; et al. Intelligent tractors: Review of online traction control process. **Computers and Electronics in Agriculture**, 1. mar. 2020. Elsevier B.V.

TAGHAVIFAR, H.; MARDANI, A. **Off-road Vehicle Dynamics**. Cham: Springer International Publishing, 2017.

TANG, C.; ABROSHAN, M.; KHAJEPOUR, A. Agent-Based Model Predictive Controller (AMPC) for Vehicular Stability With Experimental Results. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v. 71, n. 7, p. 7104–7112, 2022. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc.

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

WANG, SHUAI; WU, X.; ZHAO, X.; et al. Co-optimization energy management strategy for a novel dual-motor drive system of electric tractor considering efficiency and stability. **Energy**, v. 281, p. 128074, 2023. Elsevier BV.

WURTS, J.; STEIN, J. L.; ERSAL, T. Design for Real-Time Nonlinear Model Predictive Control With Application to Collision Imminent Steering. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, v. 30, n. 6, p. 2450–2465, 2022. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc.

YAN, X.; ZHANG, H.; LI, X.; LI, Y.; XU, L. Control Strategy of Torque Distribution for Hybrid Four-Wheel Drive Tractor. **World Electric Vehicle Journal**, v. 14, n. 7, 2023. Multidisciplinary Digital Publishing Institute (MDPI).

YOSHIDA, K.; HAMANO, H. <title>Motion dynamics and control of a planetary rover with slip-based traction model</title>; In: G. R. Gerhart; C. M. Shoemaker; D. W. Gage (Orgs.); . p.275–286, 2002. Disponível em: <<http://proceedings.spiedigitallibrary.org/proceeding.aspx?articleid=885584>>. .

YUAN, L.; ZHAO, H.; CHEN, H.; REN, B. Nonlinear MPC-based slip control for electric vehicles with vehicle safety constraints. **Mechatronics**, v. 38, p. 1–15, 2016. Elsevier Ltd.

ZEBROWSKI, J. Traction efficiency of a wheeled tractor in construction operations. **Automation in Construction**, mar. 2010.

ZHANG, S.; REN, W.; XIE, B.; et al. A combined control method of traction and ballast for an electric tractor in ploughing based on load transfer. **Computers and Electronics in Agriculture**, v. 207, 2023. Elsevier B.V.

ZHANG, X. Modeling and Simulation of Vehicle Terrain Coupling System Considering Terrain Deformable Characteristic. **Journal of Mechanical Engineering**, v. 45, n. 12, p. 212, 2009. Disponível em: <[http://www.cjmenet.com/xuebaochinese/papers/allpaper/abstractall/zy2009\\_12\\_212.htm](http://www.cjmenet.com/xuebaochinese/papers/allpaper/abstractall/zy2009_12_212.htm)>. .ZOZ, F. M.; GRISPO, R. D. **ASAE DISTINGUISHED LECTURE SERIES Traction and Tractor Performance**. 2003.