

**MINISTÉRIO DA DEFESA
EXÉRCITO BRASILEIRO
DEPARTAMENTO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA
INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**LUCAS ALEXANDRE GONÇALVES LIMA
VITOR LEITE GONZÁLEZ**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE FREIO ABS DA VBTP-MR
GUARANI 6X6**

**RIO DE JANEIRO
2020**

LUCAS ALEXANDRE GONÇALVES LIMA
VITOR LEITE GONZÁLEZ

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE FREIO ABS DA VBTP-MR
GUARANI 6X6

Projeto de Final de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador(es): Victor Santoro Santiago, D.Sc.

Rio de Janeiro
2020

CIP - Catalogação na Publicação

Leite González, Vitor
MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE FREIO ABS
DA VBTP-MR GUARANI 6X6 / Vitor Leite González;
Lucas Alexandre Gonçalves Lima. – Rio de Janeiro,
5°. 79 f.

Orientador: Victor Santoro Santiago.

Projeto Final de Curso (graduação) – Instituto
Militar de Engenharia, Bacharel em Engenharia
Mecânica e de Automóveis, 5°.

1. Guarani. 2. VBTP. 3. Freios . 4. ABS. 5.
Simulink. I. Alexandre Gonçalves Lima, Lucas. II.
Santoro Santiago, Victor, orient. III. Título

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

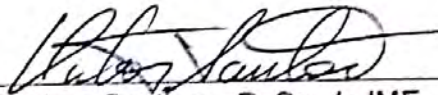
1º TEN VITOR LEITE GONZÁLEZ
ASP OF R/2 LUCAS ALEXANDRE GONÇALVES LIMA

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE FREIO ABS DA VBTP-MR
GUARANI 6X6**

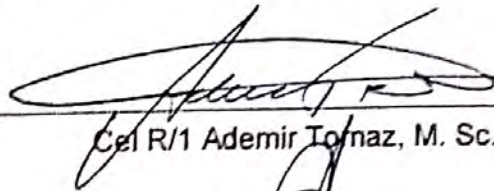
Projeto de Fim de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica e de Automóvel do Instituto Militar de Engenharia como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico e de Automóvel.

Orientador: Prof. Victor Santoro Santiago, D. Sc.

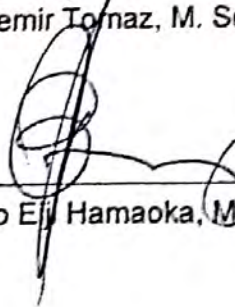
Aprovado em 26 de outubro de 2020 pela seguinte Banca Examinadora:



Prof. Victor Santoro Santiago, D. Sc. do IME – Presidente



Cel R/1 Ademir Tornaz, M. Sc. do IME



Cel R/1 Ricardo Eij Hamaoka, M. Sc. do IME

Rio de Janeiro

2020

Aos nossos pais.

AGRADECIMENTOS

Nossos agradecimentos especiais às nossas respectivas mães e pais, por todo o suporte ao longo desta árdua e gratificante jornada. Temos a certeza que o vosso apoio é o que nos garantiu que chegássemos até aqui.

Agradecemos ainda ao nosso orientador, Professor Dr. Santoro, pelas valorosas orientações dadas ao longo deste projeto.

Agradecemos ainda aos oficiais Major Alves Moura e ao Major Acuña, os quais prestaram todo o apoio para a obtenção de informações pertinentes a este Projeto de Final de Curso.

*“E não nos cansemos de fazer o bem,
pois no tempo próprio colheremos,
se não desanimarmos.” (Bíblia, Gálatas 6, 9)*

RESUMO

No presente projeto é proposta a modelagem do sistema de freios com ABS da viatura VBTP Guarani 6x6. Para tal, são descritos os principais componentes do sistema de freio hidropneumático da viatura, buscando-se a descrição matemática e física de cada.

Agindo sobre tal sistema, propõe-se uma metodologia de controle para o sistema *Anti-lock Brake System*, sistema contra o travamento da roda, presente na viatura. Finalmente, a distância longitudinal do veículo é estudada, com o objetivo de se compreender o comportamento e a performance do automóvel durante o processo de frenagem.

Os componentes do sistema de freio, juntamente com a dinâmica veicular foram modelados no ambiente Simulink, do software computacional MatLAB. A metodologia de controle foi implementada através da máquina de estados *Stateflow*, extensão do Simulink.

O projeto tem por objetivo, ao final, fornecer uma modelagem confiável e condizente do sistema de freios ABS da VBTP Guarani, validando-o através de simulações em solos rígidos, para o qual existem testes normatizados de frenagem. O estudo para solos deformáveis não faz parte do escopo do presente projeto.

Palavras-chave: Guarani. VBTP. Viatura. Freios. ABS. Hidráulico. Pneumático. hidropneumático. Simulink. Freios. Simulação.

ABSTRACT

The present project proposes the modeling of the ABS braking system of the VBTP Guarani 6x6 vehicle. For this purpose, the main components of the vehicle's hydropneumatic brake system are described, seeking the mathematical and physical description of each.

Acting on this system, a control methodology is proposed for the Anti-lock Brake System present in the vehicle. Finally, the longitudinal distance of the vehicle is studied, in order to understand the car's behavior and performance during the braking process.

The components of the brake system, together with the vehicle dynamics were modeled in the Simulink environment, from the MatLAB computational software. The control methodology was implemented using the state machine textit Stateflow, a Simulink extension.

The project aims, at the end, to provide a reliable and consistent modeling of the ABS brake system from VBTP Guarani, validating it through simulations in rigid soils, for which there are standardized braking tests. The study for deformable soils is not part of the scope of this project.

Keywords: Guarani. vehicle. Anti-lock Braking System. Simulink. Brakes. Modelling. Simulation.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

1	Típico sistema hidropneumático (BENNETT, 2015)- Adaptada	25
2	Típico sistema hidropneumático com ABS (WABCO, 2018)	26
3	Válvula solenoide empregada em sistemas ABS (WABCO, 2018)	27
4	Freio a disco (GILLESPIE, 1992)	28
5	Fator de freio x Temperatura.(IOMBRILLER; CANALE, 2001)	29
6	Sistema de eixos utilizado para o pneu (COMMITTEE et al., 1978)	31
7	Deformação do pneu durante o rolamento (NAUNHEIMER; RYBORZ, 2019)	32
8	Mecanismos de atrito na deformação do pneu (SANTOS, 2004)	33
9	Forças atuantes na roda.(OKYAY; CIGEROGLU; BAŞLAMİŞLI, 2013a)	35
10	Coefficiente de frenagem versus deslizamento da roda.(GILLESPIE, 1992)	36
11	Sistema de controle de malha fechada.	37
12	Controle da Pressão de frenagem.(RANGELOV, 2004)	38
13	Forças diversas atuantes no veículo (GILLESPIE, 1992)	40
14	DCL de veículo com três eixos em rampa (JAZAR, 2008)	41
15	Viatura Guarani.	43
16	Linha dianteira e válvulas até os freios	44
17	Linhas intermediária e traseira e válvulas até os freios	45
18	Valvulas que controlam a pressão de frenagem.(LIMPERT, 2011) - Adaptada	46
19	Disco de freio do Guarani.	47
20	Curva do coeficiente de frenagem x Deslizamento.	48
21	Painel do Guarani. (BRASILEIRO,)	49
22	Diagrama de blocos das forças resistivas.	50
23	Diagrama de blocos do equacionamento da roda.	51
24	Diagrama de blocos do equacionamento do veículo.	51
25	Diagrama de blocos do cálculo da força de frenagem.	52
26	Controlador PID sendo aplicado no freio ABS.	53
27	Bloco do sistema hidráulico	54
28	Bloco de ação do Freio a Disco	55
29	Bloco de cálculo da transferência dinâmica de peso	56
30	Bloco de um Eixo completo	57
31	Modelo completo de 1/2 carro	57
32	Sistema ABS "ideal" para 1/2 carro	58
33	Lógica de controle ABS em função do deslizamento (MOREIRA, 2000)	59
34	Vista exterior Bloco lógico para ABS	60

35	Lógica de controle ABS	60
36	Bloco para cálculo da pressão da válvula solenoide	61
37	Máquina de estados para cálculo da pressão da válvula solenoide	61
38	Introdução dos atrasos relativos ao circuito e válvulas na modelagem	62
39	Deslizamento durante a frenagem dos modelos com e sem ABS.	65
40	Força de frenagem dos modelos com e sem ABS.	66
41	Deslizamento medido em cada eixo	66
42	Pressão no cilindro de roda	67
43	Distância percorrida x tempo durante a frenagem.Veículo EOM	68
44	Pressão de frenagem em cada eixo x tempo durante a frenagem.Veículo EOM	69
45	Deslizamento em cada eixo x tempo durante a frenagem. Veículo EOM	69
46	Distância percorrida x tempo durante a frenagem. Veículo carregado	70
47	Pressão de frenagem em cada eixo x tempo durante a frenagem.Veículo carregado	71
48	Deslizamento em cada eixo x tempo durante a frenagem. Veículo carregado	72
49	Desempenho de frenagem para diversas velocidades	73
50	Planta do sistema de Freios da VBTP Guarani	79

LISTA DE TABELAS

1	Componentes de um sistema ABS - WABCO	25
2	Dados do Guarani	49
3	Tabela de fases de operação do sistema ABS (MOREIRA, 2000)	59
4	Limites propostos de deslizamento para a atuação do ABS de 3 etapas	60
5	Atrasos estimados para cada um dos circuitos de frenagem	63
6	Influência do multiplicador AoH na distância de frenagem.	74
7	Influência do diâmetro do cilindro de roda na distância de frenagem. . .	74

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABS	Antilock Brake System
AoH	Air over Hydraulic
BF	Brake Factor
CG	Centro de Gravidade
EOM	Em Ordem de Marcha
PID	Proporcional Integral e Derivativo
SAE	Sociedade de Engenheiros Automotivos
VBTP-MR	Viatura Blindada de Transporte de Pessoal Médio sobre Rodas

LISTA DE SÍMBOLOS

μ_f	Coeficiente de frenagem
ω	Velocidade angular da roda
ρ	Densidade do ar
A	Área frontal do veículo
a_1	Distância do eixo dianteiro ao CG do veículo
a_2	Distância do eixo intermediário ao CG do veículo
a_3	Distância do eixo traseiro ao CG do veículo
C_D	Coeficiente de arrasto
$F_{f,i}$	Força de frenagem no eixo i
$F_{z,i}$	Carga atuante no eixo i
g	Aceleração da gravidade.
h	Altura do CG do veículo
J_r	Momento de inércia da roda
k_1	Constante elástica da suspensão dianteira
k_2	Constante elástica da suspensão intermediária
k_3	Constante elástica da suspensão traseira
K_i	Coeficiente de ganho integral
K_p	Coeficiente de ganho derivativo
K_p	Coeficiente de ganho proporcional
m	Massa do veículo
R_r	Força de Resistência ao rolamento
R_{ad}	Força de Resistência Aerodinâmica
r_{dyn}	Raio dinâmico do pneu
T_b	Torque de frenagem aplicado na roda

V	Velocidade do veículo
A_{pn}	[Área da seção pneumática
A_h	Área da seção hidráulica
A_p	Área do pistão
B	Fator de rigidez
C	Fator de forma
D	Fator de Pico
E	Fator de curvatura
F_a	Força aplicada na pastilha
F_d	Força de atrito no disco de freio
K	Razão entre a pressão hidráulica e a pressão pneumática
p_l	Pressão na pinça de freio
r	Raio efetivo do disco de freio

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	MOTIVAÇÃO	18
1.2	OBJETIVOS	18
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	SISTEMA DE FREIOS	19
2.2	DINÂMICA DOS PNEUS	19
2.3	DINÂMICA DOS PNEUS EM TERRENOS RÍGIDOS	20
2.4	ANTILOCK BRAKE SYSTEM	21
2.5	DINÂMICA LONGITUDINAL	21
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	23
3.1	SISTEMA DE FREIOS	23
3.1.1	COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIOS	23
3.1.2	FONTE DE ENERGIA	24
3.1.3	SISTEMAS DE APLICAÇÃO	24
3.1.4	SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE FREIO	24
3.1.5	FREIO A DISCO	27
3.1.6	PINÇA DE FREIO	28
3.1.7	TORQUE DE FRENAGEM	28
3.1.8	FATOR DE FREIO	28
3.2	DESLIZAMENTO DAS RODAS	29
3.3	DINÂMICA DO CONJUNTO RODA-PNEU	30
3.3.1	REFERENCIAL PARA PNEUS	30
3.3.2	RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO	31
3.3.3	FORÇA DE FRENAGEM	32
3.3.4	COEFICIENTE DE FRICÇÃO EM SOLOS RÍGIDOS	34
3.4	EQUACIONAMENTO FÍSICO DO CONJUNTO RODA-PNEU	34
3.5	INÉRCIA EQUIVALENTE	35
3.6	ANTILOCK BRAKE SYSTEM	36
3.7	SISTEMA DE CONTROLE	36
3.7.1	CONTROLE PID	37
3.7.2	MÉTODO DE CONTROLE BOSCH	37
3.7.3	CONTROLE DE PRESSÃO PNEUMÁTICO	38
3.8	DINÂMICA LONGITUDINAL	39
3.8.1	EQUAÇÕES DE MOVIMENTO	39

3.8.2	DISTRIBUIÇÃO DE PESO	40
3.9	DESEMPENHO DE FRENAGEM	42
4	VBTP-MR GUARANI	43
4.1	SISTEMA DE FREIOS	43
4.1.1	SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE FREIO	43
4.1.2	CONVERSOR <i>AOH</i>	45
4.1.3	VÁLVULA LIMITADORA DE PRESSÃO	46
4.1.4	PINÇA DE FREIO	47
4.1.5	DISCO DE FREIO	47
4.2	PNEU	47
4.3	DADOS GERAIS DO VEÍCULO	49
5	MODELAGEM	50
5.1	MODELAGEM DE 1/6 DE VEÍCULO	50
5.1.1	BLOCO DAS FORÇAS RESISTIVAS	50
5.1.2	BLOCO DA RODA	51
5.1.3	BLOCO DE 1/6 DE CARRO	51
5.1.4	CÁLCULO DA FORÇA DE FRENAGEM	52
5.1.5	DIFERENÇA ENTRE MODELAGEM DO FREIO COM E SEM ABS	52
5.2	MODELO DE 1/2 CARRO	53
5.2.1	SISTEMA HIDRÁULICO	53
5.2.2	FREIOS A DISCO	54
5.2.3	BLOCO DE TRANSFERÊNCIA DE PESO	55
5.2.4	BLOCO DO EIXO	56
5.2.5	MODELO DE MEIO CARRO	57
5.2.6	SISTEMA ABS IDEAL - PID - 1/2 VEÍCULO	58
5.2.7	SISTEMA ABS REAL	58
5.2.8	TEMPO DE RESPOSTA - VÁLVULAS E CIRCUITOS	62
6	TESTE DE FRENAGEM	64
7	SIMULAÇÃO	65
7.1	1/6 DE CARRO	65
7.2	MEIO CARRO "IDEAL" - PID	66
7.3	MEIO CARRO REAL	68
7.3.1	CARRO EM ORDEM DE MARCHA	68
7.3.2	CARRO CARREGADO	69
7.3.3	ANÁLISE PARA VELOCIDADES VARIADAS	72
7.3.4	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DO MODELO	73

8	CONCLUSÃO	75
9	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	76
	REFERÊNCIAS	77
	ANEXO A – ESQUEMA DO SISTEMA DE FREIO GUARANI . .	79

1 INTRODUÇÃO

O presente trabalho é um estudo sobre o sistema de freio da viatura Guarani, com o objetivo de desenvolver um modelo que permita a simulação numérica em ambiente computacional MATLAB/Simulink.

1.1 Motivação

A simulação computacional é de suma importância para o estudo do comportamento de qualquer veículo, com o intuito de obter informações sobre o desempenho de certo componente, como, por exemplo, o funcionamento do sistema de freios. É importante salientar que esse modelo pode ser facilmente adaptado para outras viaturas no futuro, permitindo diminuir o tempo de projeto, reduzir os custos de desenvolvimento e simular situações que envolvem risco.

Devido às especificidades de uma viatura militar de grande porte, existem poucos estudos sobre o seu comportamento, e os que existem são de conteúdo sigiloso ou reservado. Dentro dessa situação, viu-se grande valia no estudo sobre o sistema de freio ABS da VBTP-MR Guarani.

1.2 Objetivos

O principal objetivo do estudo é realizar a modelagem do sistema de freio ABS da viatura Guarani. Para que o mesmo seja atingido, foram estipuladas as seguintes metas a serem cumpridas durante o processo:

- Estudo do sistema de freio como um todo, assim como de sua atuação;
- Análise da dinâmica longitudinal do carro durante a frenagem;
- Desenvolvimento do modelo de 1/6 de carro do sistema de freio ABS convencional;
- Estudo das peculiaridades do sistema de freio da VBTP Guarani e o que isso implica na diferença entre uma modelagem convencional do sistema de freio ABS em veículos de passeio para a modelagem da viatura em questão;
- Desenvolvimento do modelo de 1/2 de carro do sistema de freio ABS da VBTP Guarani;
- Processo de *tuning* do controlador, com o intuito de melhorar a resposta do ABS; e

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A frenagem de um veículo é resultado da atuação de diversos mecanismos, de modo que a entrada fornecida pelo motorista no pedal chegue aos pneus e, finalmente, a velocidade do veículo seja reduzida.

O processo se inicia com o acionamento do pedal, cujo sinal será transmitido e multiplicado por um sistema hidráulico ou pneumático até os atuadores dos freios. Estes são responsáveis pela aplicação de um torque na roda, levando à diminuição da velocidade angular desta.

A variação de velocidade angular do conjunto roda-pneu leva a uma modificação na força de contato entre o pneu e o solo, propiciando, finalmente, a atuação da força de frenagem. Nesta seção será apresentada a abordagem de diferentes bibliografias sobre os assuntos que foram estudados para o desenvolvimento da fundamentação teórica.

2.1 Sistema de Freios

O sistema de freio engloba todos os componentes no processo de frenagem do veículo, desde o acionamento do pedal até o mecanismo que desacelera a roda propriamente dito.

Gillespie (1992) apresenta uma análise mais focada no desempenho do sistema de frenagem como um todo, com uma abordagem mais geral, sem examinar com maiores detalhes a atuação de cada subsistema presente.

Limpert (2011) aprofunda essa análise, abordando todo o processo do projeto do sistema de freios, com uma abordagem muito ampla. A abordagem inclui todos os cálculos necessários, definições, objetivos a serem cumpridos e normas de segurança a serem respeitadas.

Bennett (2015), por sua vez, descreve de forma prática e detalhada todos os componentes de um sistema de freios para veículos de carga. Em particular, descreve os princípios de funcionamento de sistemas de freio hidro-pneumáticos, apresentando as principais peças e configurações destes sistemas.

2.2 Dinâmica dos pneus

O pneu constitui um dos mais importantes e complexos componentes do veículo. É através dele que ocorre a interação entre o veículo e o solo, sendo o responsável pela transmissão dos esforços tanto trativos como de frenagem do automóvel. Durante a sua atuação, o pneu é deformado por processos diferentes, que determinam a resposta do

mesmo em variadas situações de operação. O estudo da dinâmica do pneu, portanto, permite a compreensão das forças máximas que podem ser desenvolvidas no seu contato com o solo, sejam de tração ou de frenagem.

O principal objeto de estudo é a compreensão da dinâmica de Pneus que passa pela análise das forças produzidas a partir da interação pneu-terreno. Gillespie (1992) descreve os mecanismos básicos de deformação do pneu, apresentando como é formada a força de frenagem produzida. Lugão (2008) examina com maior agudeza a questão, fornecendo uma visão mais aprofundada do assunto.

As pesquisas e estudos relacionados aos pneus podem ser divididas em dois campos básicos de emprego, como descreve Wong (2008): emprego em solos rígidos (ou pavimentados) ou em solos deformáveis (aplicações fora-de-estrada, ou *Off-road*).

Um dos principais objetivos do estudo de pneus reside na compreensão do fenômeno físico e na obtenção da descrição matemática que descreva o comportamento do pneu para diferentes situações de deslizamento ou arrastamento. Oliveira et al. (2018) apresenta a equivalência entre um método semi-empírico e um modelo teórico, desenvolvidos de modo a tentar caracterizar tal relação.

A dinâmica de Pneus em solos rígidos representou o foco principal da indústria automobilística na área, em virtude principalmente de sua aplicação em veículos de passeio, como destacam Pinto, Valentim e Peixoto (2018).

A aplicação a terrenos deformáveis encontra-se fora do escopo do presente relatório, devido à ausência, até o momento, de testes de frenagem para o respectivo veículo em tal tipo de solo. No entanto, a interação com solos deformáveis pode ser aprofundada em Pinto, Valentim e Peixoto (2018).

2.3 Dinâmica dos Pneus em terrenos rígidos

A dinâmica em solos rígidos possui como grande pilar a obra de Pacejka (2005), responsável pela formulação popularmente conhecida como Fórmula Mágica. A fórmula semi-empírica representa a base de boa parte das análises e estimativas da capacidade de frenagem do pneu ao longo de sua atuação.

Gillespie (1992), por sua vez, enfatiza sobre como o deslizamento tem papel importante no atrito entre o pneu e a estrada, assim como é formada a curva que relaciona o coeficiente de frenagem com o deslizamento da roda.

Limpert (2011) aborda não somente o deslizamento longitudinal mas também o deslizamento transversal, considerando que a roda está em uma direção diferente da direção de movimento do carro. São apresentadas aproximações interessantes a respeito da curva de coeficiente de frenagem versus deslizamento da roda, assim como metodologias para

encontrá-la.

2.4 Antilock Brake System

Gillespie (1992) aborda o ABS como um sistema de controle do torque de frenagem com o intuito de impedir que as rodas travem.

Aly et al. (2011) informam que o objetivo do ABS é manipular o deslizamento da roda para que se obtenha o máximo atrito e que a estabilidade direcional seja mantida, fazendo com que o veículo pare na menor distância. Neste trabalho os autores apresentam uma abordagem de quais metodologias de controle são utilizadas no sistema ABS e quais as suas vantagens.

Wang e WANG (2012), Aparow et al. (2013) fornecem uma visão mais educacional sobre a atuação do ABS, sem abordar as complexidades do sistema, como por exemplo o tempo de abertura de válvulas e posições discretizadas para as mesmas, porém oferece uma modelagem inicial para o sistema.

Okyay, Cigeroglu e Başlamışlı (2013b), Unsal e Kachroo (1999) contribuem com visões aprofundadas sobre o cálculo do deslizamento, como por exemplo a taxa de deslizamento, e a desaceleração periférica na roda, que podem ser utilizados em modelos do sistema ABS mais aprofundados.

Dentre as metodologias conhecidas para o controle do sistema ABS, destaca-se a desenvolvida pela empresa alemã Bosch para sistemas hidráulicos Aftermarket (2014). Rangelov (2004) fornece uma abordagem detalhada do funcionamento prático do sistema ABS, descrevendo com detalhes o funcionamento das válvulas de controle, empregando o modelo de controle ABS BOSCH. Limpert (2011), por outro lado, descreve como poderia ser um sistema ABS aplicado a sistemas pneumáticos, em especial no que tange o controle de pressão de frenagem.

2.5 Dinâmica Longitudinal

A análise da dinâmica longitudinal veicular passa pelo estudo das principais forças atuantes no veículo durante seu deslocamento. Nesta área, Jazar (2008) e Gillespie (1992) constituem as principais referências no assunto.

Gillespie (1992) fornece uma visão abrangente de tal análise, focada especialmente em veículos com dois eixos, descrevendo as suas equações de movimento. Desse modo, fornece as bases para a compreensão do movimento veicular de forma geral.

Jazar (2008) apresenta uma investigação mais aprofundada sobre o assunto, fornecendo formulações e equacionamentos para veículos com mais eixos, como é o caso da

Viatura em questão.

No caso específico da VBTP Guarani, Pinto, Valentim e Peixoto (2018) descrevem a sua dinâmica longitudinal para a situação de aceleração na qual o sistema propulsor traciona o veículo. Tal modelagem foi baseada na abordagem de Fluxo de Potência, conforme proposto por Lopes (2015). Abordagem similar é utilizada no presente trabalho, porém para o caso particular de frenagem, com a desaceleração do veículo até a parada total.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para entender plenamente o funcionamento e a dinâmica do veículo durante a frenagem, é necessário compreender o funcionamento de cada sistema individualmente.

Partindo desde o pressionamento do pedal de freio, passando pelo de transmissão de pressão sistema pneumo-hidráulico, sendo realizado o controle ABS, chegando à atuação nas rodas e consequente frenagem do veículo, cada um dos componentes deve ter sua dinâmica estudada, de modo a permitir a modelagem de todo o problema. Portanto, viu-se a necessidade de realizar uma fundamentação teórica sobre os assuntos abordados no problema.

3.1 Sistema de Freios

O sistema de freios deve ser capaz de atender três requisitos básicos (LIMPERT, 2011):

- Desacelerar um veículo.
- Manter o veículo com velocidade constante descendo uma ladeira.
- Manter o veículo parado em uma descida.

Para tal, deve gerar um torque suficiente capaz de frear as rodas e, consequentemente, o veículo. De modo a cumprir suas funções, o sistema é baseado na multiplicação de forças até a atuação nas rodas.

3.1.1 Componentes do sistema de freios

Na linha de multiplicação de forças, o sistema pode ser subdividido em 4 subsistemas elementares. São eles:

- **Fonte de energia**

Componentes do sistema de freios que produzem, armazenam e fornecem a energia necessária para a frenagem.

- **Sistema de aplicação**

Componentes do sistema de freios que modulam e multiplicam o nível de frenagem.

- **Sistema de transmissão de energia**

Componentes do sistema de freios que transmitem a energia de frenagem proveniente do sistema de aplicação para o freio de roda através de circuitos de pressão (ou elétricos).

- **Freio de Roda**

Componentes do sistema de freios que produzem o torque responsável por as rodas do veículo.

3.1.2 Fonte de energia

Num sistema de freio, o processo de frenagem é iniciado a partir da ação do motorista em pressionar o pedal de freio.

No caso de freios hidráulicos, a pressão que será transmitida às rodas para frenagem é diretamente proporcional à força aplicada pelo motorista no pedal. Tal relação tem validade mesmo para sistemas que possuem o chamado *Brake Booster*, que utiliza vácuo proporcionado pelo motor para multiplicar a força gerada no pedal.

Quando se fala de sistemas pneumáticos, no entanto, o pressionamento do pedal do motorista não está diretamente relacionado à pressão produzida na linha de ar comprimido. Na verdade, conforme será visto mais adiante, o ato de pisar no freio apenas resultará no acionamento da válvula de frenagem de ar, resultando na liberação de ar para o sistema pneumático, antes confinado em um reservatório de ar comprimido. Este constitui, de fato, a fonte de energia deste tipo de sistema.

3.1.3 Sistemas de aplicação

Normalmente, são formados por componentes entre a fonte de energia e a atuação na linha pneumática ou hidráulica, podendo atuar como um multiplicador de força. O exemplo mais claro é o *Brake Booster*, para freios hidráulicos.

3.1.4 Sistema de transmissão de freio

O sistema de transmissão de energia tem a função de multiplicar, controlar e transmitir os esforços de frenagem até os cubos de roda.

Para tal, baseiam-se, normalmente na transmissão de pressão por meio de fluidos. Os tipos de sistemas de transmissão mais comumente empregados em automóveis são os freios hidráulicos e pneumáticos. Naqueles, mais utilizados em veículos leves e de passeio, o fluido de trabalho é óleo, enquanto nestes, mais empregados em veículos pesados como ônibus e caminhões, ar comprimido é o responsável por frear o automóvel.

Para alguns caminhões de carga leve até média, no entanto, existe a possibilidade de atuação de um sistema híbrido (BENNETT, 2015). Este é o caso da VBTP Guarani. Neste sistema, conhecido como sistema *hidropneumático*, um circuito pneumático atua sobre um sistema hidráulico, que, por sua vez, é responsável por executar os esforços de frenagem nas rodas. Daí o nome em inglês *Air-over-Hydraulics* (AoH), ar atuando sobre um circuito hidráulico.

A figura 1 mostra um típico circuito hidropneumático. As notações T/M e T/A denotam veículos com transmissão manual e transmissão automática, respectivamente.

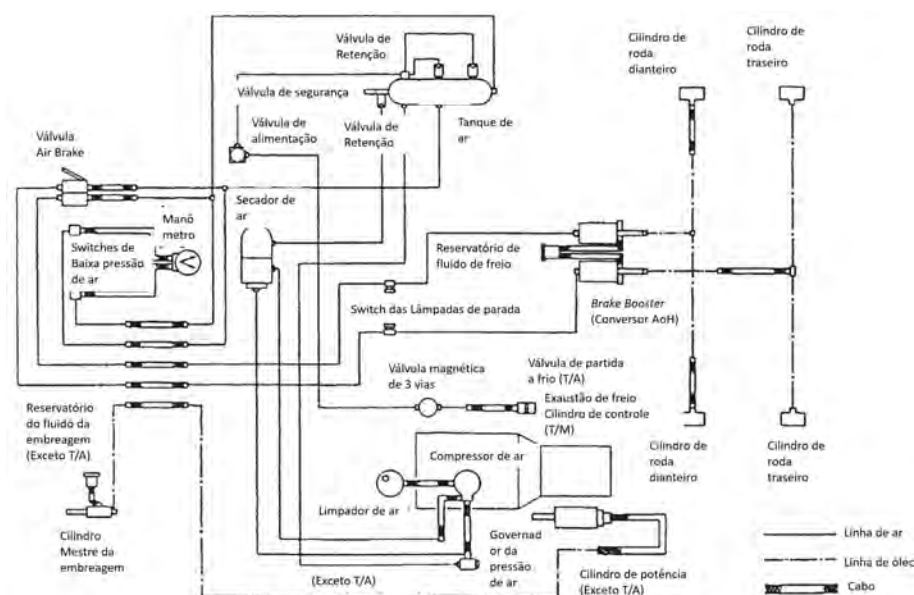


Figura 1 – Típico sistema hidropneumático (BENNETT, 2015)- Adaptada

A interface entre as partes hidráulicas e pneumáticas é feita através de um conversor hidropneumático, o qual será explicado mais adiante. O controle do sistema de freios é, normalmente, realizado através de válvulas de ar, que garantem rapidez na atuação.

Para um circuito hidropneumático com ABS, um esquemático é mostrado na figura 2. A descrição de cada componente está na tabela 1.

Tabela 1 – Componentes de um sistema ABS - WABCO

Número	Componente
1	Válvula de frenagem de pé, com atuação de pedal
2	Válvula de alívio rápido
3	Válvula Solenoide - ABS
4	Conversor AoH
5	Cilindro de roda
6	Sensor de velocidade da roda
7	Roda fônica
8	Central Eletrônica de Controle ABS

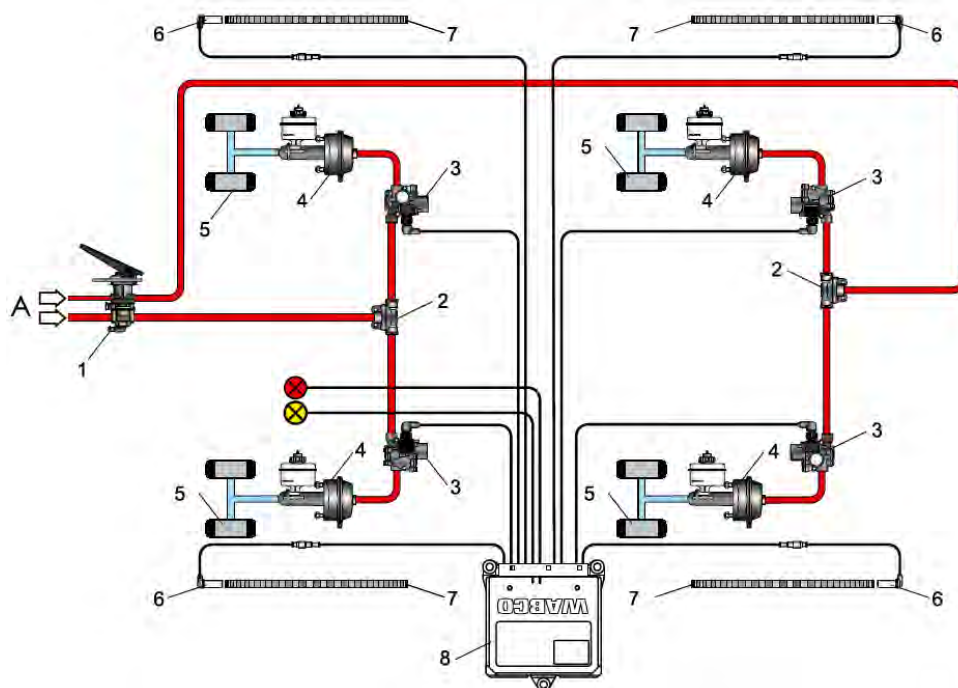


Figura 2 – Típico sistema hidropneumático com ABS (WABCO, 2018)

Os principais componentes de um sistema de freios ABS pneumo-hidráulico, como da figura 2, serão destacados agora, seguindo o acionamento do pedal pelo motorista até a ação no cilindro de roda.

- **Válvula de frenagem**

Permite que ar, de forma escalonada(modular), flua até as válvulas de alívio rápido, sendo, então, conduzido para os conversores AoH.

- **Válvula de alívio rápido (*Quick Release*)**

Têm por objetivo exaurir o ar rapidamente do reservatório (ou linha) utilizado, acelerando o fluxo de ar para as válvulas solenoide (WABCO, 2018; BENNETT, 2015).

- **Válvulas relé proporcionais (não mostradas)**

Regulam a pressão do ar proveniente do reservatório, adequando-a à pressão de trabalho necessária(WABCO, 2018).

- **Válvulas Solenoide - ABS**

Seu objetivo é, a partir do sinal de controle do módulo ABS, controlar a pressão de frenagem fornecida aos cilindro de roda.

Em condições normais de frenagem, a válvula permanece aberta, permitindo que o ar proveniente da válvula relé siga para o sistema de freios. Normalmente, a pressão continuará crescendo até que a roda comece a deslizar.

Quando a central eletrônica de controle (ECU) manda o sinal de comando para **manutenção da pressão**, a válvula se fecha, não permitindo o acréscimo de pressão no cilindro de roda.

Caso a roda continue a deslizar na iminência do travamento, o sinal de controle da ECU ordena o **alívio da pressão**, situação na qual a válvula libera ar para o exterior, diminuindo a pressão no cilindro de roda. A figura 3 mostra uma válvula solenoide ABS empregada em sistemas hidropneumáticos da empresa WABCO (fabricante do módulo ABS do Guarani).

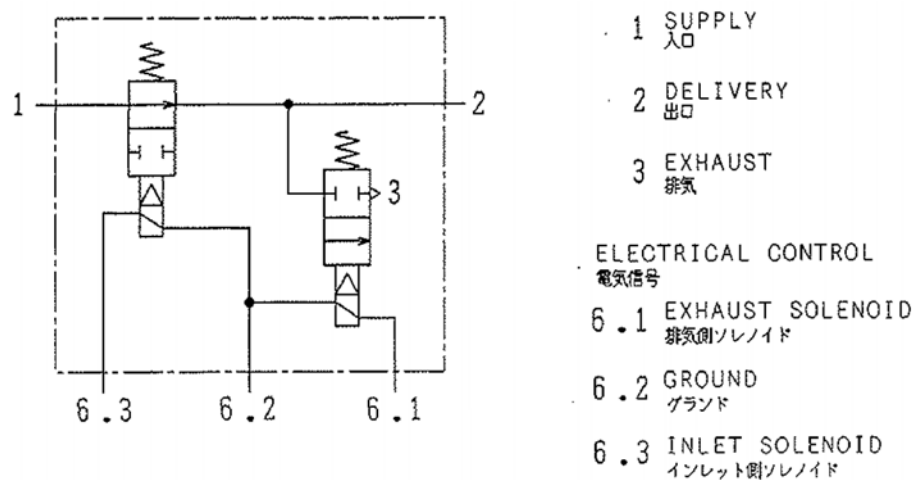


Figura 3 – Válvula solenoide empregada em sistemas ABS (WABCO, 2018)

• Conversor Hidropneumático (AoH)

O conversor AoH, também chamado "*brake booster*", é o último componente do sistema de ar antes da atuação no sistema a óleo. Através da ação de um cilindro com diafragma ou cilindro com um pistão, transforma pressão baixa do ar em alta pressão hidráulica (WABCO, 2018).

A multiplicação de pressão é dada através da relação da equação 1.1 (BENNETT, 2015):

$$P_{hid} = P_{pneum} \cdot \frac{A_{pneum}}{A_{hid}} \quad (1.1)$$

3.1.5 Freio a Disco

No freio a disco, um disco rotaciona solidário a roda, passando por uma pinça de freio. Quando o sistema de freio é acionado, a pinça recebe a força do sistema de transmissão de energia, que pressiona as pastilhas de freio contra o disco, produzindo assim o torque de frenagem. Na figura 4 é possível observar um exemplo de freio a disco.

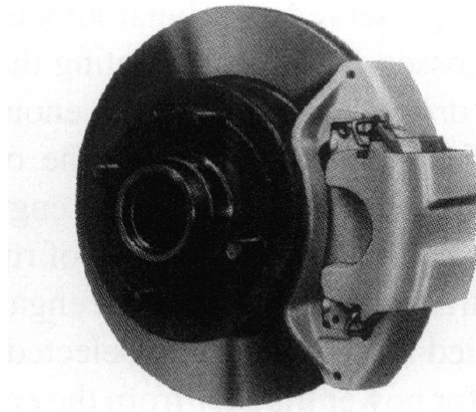


Figura 4 – Freio a disco (GILLESPIE, 1992)

3.1.6 Pinça de Freio

A pinça de freio é uma peça do freio a disco, cujos principais componentes são o cilindro de roda e a pastilha de freio. A pressão que vem do sistema de transmissão da energia de freio aciona o pistão contido no cilindro de roda, que aplica a força na pastilha, pressionando-a contra o disco de freio. A força aplicada na pastilha pode ser calculada pela equação 1.2

$$F_a = p_l \cdot A_p \quad (1.2)$$

na qual F_a é a força aplicada na pastilha, p_l a pressão na pinça de freio, e, A_p é a área do pistão, ou simplesmente a área do cilindro de roda.

3.1.7 Torque de Frenagem

No freio a disco, o torque de frenagem é produzido a partir do braço de aplicação da força de frenagem, explicada anteriormente. O torque de frenagem no disco de freio pode ser observado na equação 1.3

$$T = F_d \cdot r \quad (1.3)$$

no qual F_d é a força de atrito entre uma pinça e o disco de freio e r é o raio efetivo do disco, ou seja, a distância entre o centro do disco e o ponto de aplicação da força de atrito.

3.1.8 Fator de freio

O fator de freio é definido como a razão entre a força de resistência no disco de freio e a força que está sendo aplicada contra uma pastilha, sendo, assim, definido pela equação 1.4, devido ao fato de se ter 2 pastilhas por pinça.

$$BF = \frac{2F_d}{F_a} \quad (1.4)$$

no qual F_d é a força de atrito entre uma pinça e o disco de freio. Pode-se observar que o fator de freio está relacionado ao coeficiente de atrito entre a pinça e o disco de freio, que seria a razão entre a força de atrito gerada e a força de aplicação.

O fator de freio é uma propriedade muito importante do sistema, pois representa a conexão entre a transmissão da energia de frenagem com a geração do torque de frenagem, sendo, assim, um fator importante para a frenagem do veículo. O estudo do fator de freio e de sua variação é essencial para um projeto de um sistema de freio, assim como de suma importância na modelagem do mesmo com o objetivo de representar com a maior precisão possível o que está ocorrendo entre as duas superfícies de contato.

Um dos fatores mais importantes na variação do fator de freio é a temperatura, uma vez que o aumento da temperatura leva à redução do fator de freio, fazendo com que o torque de frenagem gerado seja menor, diminuindo a eficiência da frenagem. Na figura 5 é possível observar um exemplo da variação do fator de freio com a temperatura. Tal curva é obtida a partir de testes experimentais.

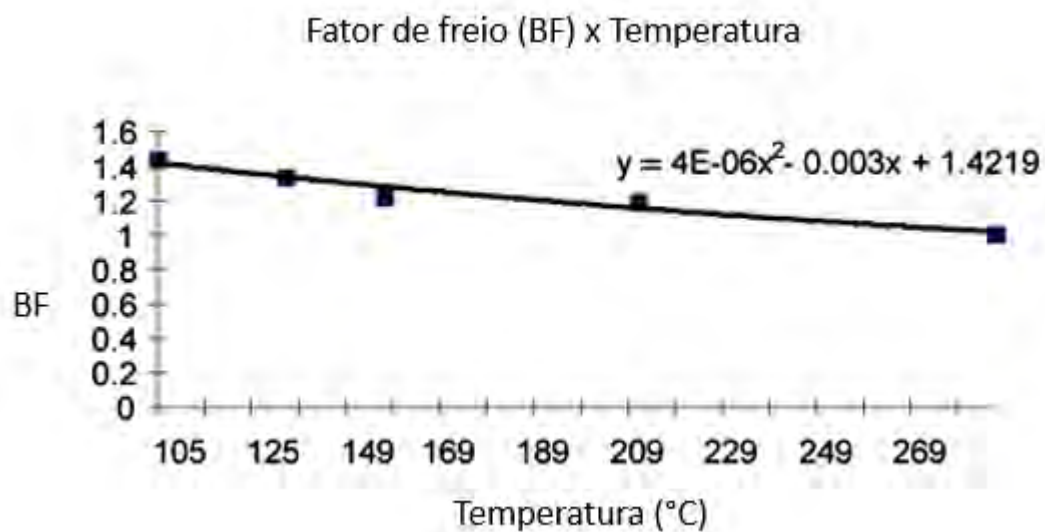


Figura 5 – Fator de freio x Temperatura.(IOMBRILLER; CANALE, 2001)

A curva da figura 5, em particular, foi retirada do artigo Iombriller e Canale (2001), que empregou tais dados para realizar a simulação de frenagem de um ônibus de 16 toneladas, peso próximo ao do Guarani.

3.2 Deslizamento das rodas

Quando a roda de um veículo está rolando sem deslizar, é possível afirmar que $V = \omega r_{dyn}$, no qual ω é a velocidade angular da roda, V a velocidade de translação do veículo e r_{dyn} o raio dinâmico do pneu. Porém, ao iniciar-se o processo de frenagem, o torque de

frenagem é produzido, e, a velocidade angular da roda é reduzida, fazendo com que ocorra um deslizamento da roda, que é responsável por desacelerar o veículo. O deslizamento das rodas pode ser descrito pela equação 2.5:

$$s = \frac{(V - \omega \cdot r_{dyn})}{V} \quad (2.5)$$

quando o deslizamento é 1 significa que $\omega = 0$, ou seja, a roda está travada e ocorre somente o deslizamento, é muito importante que não ocorra o travamento das rodas, pois, quando isso ocorre o motorista pode perder o controle do veículo.

3.3 Dinâmica do conjunto Roda-Pneu

De modo a modelar o deslocamento de um veículo terrestre, é necessário compreender a maneira como este se relaciona com o solo. A interface de interação entre um automóvel e o solo é o pneu.

Essa interação deve ser otimizada, de modo a cumprir requisitos básicos para o veículo, isto é: o fornecimento de tração suficiente para os processos de aceleração, frenagem e direção, assim como a sustentação do peso do veículo (WONG, 2008).

Os pneus, estruturas toroidais preenchidas por ar comprimido, são capazes de cumprir tais exigências de maneira eficiente e eficaz (WONG, 2008). Por este motivo, são empregados amplamente em automóveis, tanto em aplicações em pavimento como em aplicações em terrenos acidentados (conhecidas como *Off-road* ou Fora-de-estrada).

Antes de entrar no estudo do pneu propriamente, faz-se necessário o estabelecimento de sistemas de referenciais, de modo a auxiliar na obtenção e padronização de parâmetros para o pneumático.

3.3.1 Referencial para pneus

O referencial aqui empregado foi estabelecido pela Sociedade de Engenheiros Automotivos (SAE, em inglês). O sistema de eixos encontra-se exposto na figura 6.

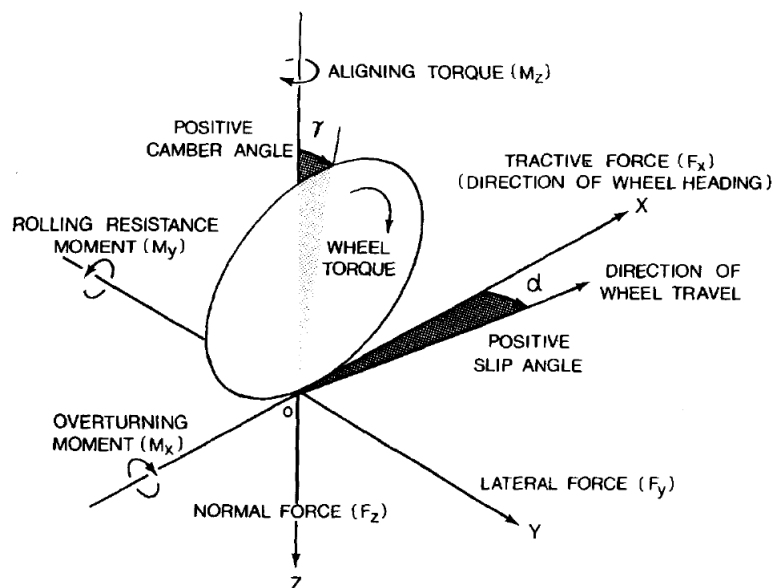


Fig. 1.2 Tire axis system.

Figura 6 – Sistema de eixos utilizado para o pneu (COMMITTEE et al., 1978)

O centro de contato do pneu com o solo constitui a origem do referencial. O eixo X é formado pela interseção entre o plano da roda e o solo, com sentido positivo apontando para frente do automóvel. O eixo Z, por sua vez, é perpendicular ao plano do solo, e aponta para baixo. O eixo Y pertence ao plano do solo, e é definido via regra da mão direita.

No que tange os esforços atuantes no pneumático, o solo aplica três forças e três momentos no pneu. A força longitudinal (trativa ou de frenagem) F_x é a componente que o solo exerce sobre o pneu na direção de seu movimento. Já a força lateral F_y constitui a componente na direção Y, enquanto F_z representa a componente normal, atuando no plano vertical. Os momentos de Sobre-rolagem, M_x , de Resistência ao Rolamento M_y e de Auto-alinhamento M_z atuam em torno dos eixos X, Y e Z, respectivamente.

Como o escopo do presente trabalho abrange apenas a dinâmica longitudinal veicular, os esforços que não produzem efeitos no plano XZ serão desconsiderados. Isto é, considerar-se-á apenas os efeitos das forças F_x , F_z e a resultante dos momentos de frenagem e resistência ao rolamento, M_y .

3.3.2 Resistência ao rolamento

"A resistência ao rolamento dos pneus em superfícies rígidas é causada primariamente pelo fenômeno de Histerese no material do pneu, causado pela deflexão da carcaça durante o rolamento"(WONG, 2008).

Quando um pneumático rola em contato com o solo, sua carcaça é deformada na região de contato. A pressão normal, então, torna-se maior na região anterior da área de contato, como mostrado na figura 7.

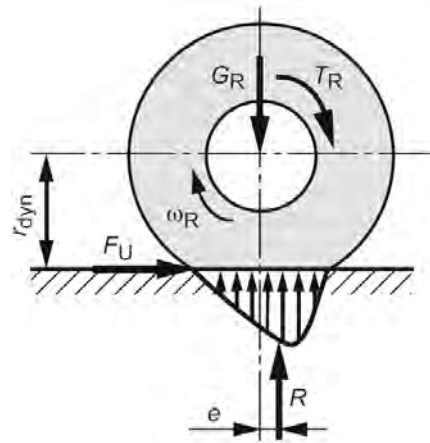


Figura 7 – Deformação do pneu durante o rolamento (NAUNHEIMER; RYBORZ, 2019)

O centro de pressão normal é, dessa forma, deslocado de e na direção de rolamento como pode ser observado na figura 7, o que produz um momento em torno do eixo de rotação da roda. Esse é o momento de resistência ao rolamento. A força horizontal resultante, necessária para manter o equilíbrio dinâmico do pneu (que não recebe torques da roda quando em rolamento livre) é conhecida como *resistência ao rolamento*, R_r (WONG, 2008).

A força de resistência ao rolamento é dependente de diversos fatores, como a estrutura do pneu, pressão de insuflação, temperatura, velocidade, deslizamento do pneu, dentre outros. Tal situação torna extremamente difícil a obtenção de uma equação teórica correlacionando tais fatores, levando à uma obtenção empírica do chamado coeficiente de resistência ao rolamento. Assim, a força de resistência ao rolamento é descrita pela equação 3.6 (WONG, 2008):

$$R_r = f_r \cdot F_z, \quad (3.6)$$

onde f_r é o coeficiente de resistência ao rolamento, obtido experimentalmente.

3.3.3 Força de frenagem

Durante a frenagem de um automóvel, além das forças de resistência ao movimento do veículo (resistência aerodinâmica e, eventualmente, resistência à rampa), existe a força de frenagem, proveniente da interação pneu-solo, será a principal responsável por frear o veículo.

O atrito com o solo, responsável pela desaceleração do veículo durante a frenagem, é formado a partir de dois fenômenos básicos na deformação do pneu: a histerese e a adesão.

A adesão, componente de maior magnitude entre os dois mecanismos, surge a partir das ligações intermoleculares entre o pneu e o solo. Por isso, sofre redução considerável

em terrenos molhados ou escorregadios, onde a água contamina essa interação, levando à perda de aderência dos pneus (GILLESPIE, 1992).

A histerese, por outro lado, ocorre pela perda de energia da borracha quando ela se desloca pelo solo, não sendo tão afetada pela presença de água na superfície (LUGÃO, 2008). A figura 8 mostra a atuação dos dois fenômenos.

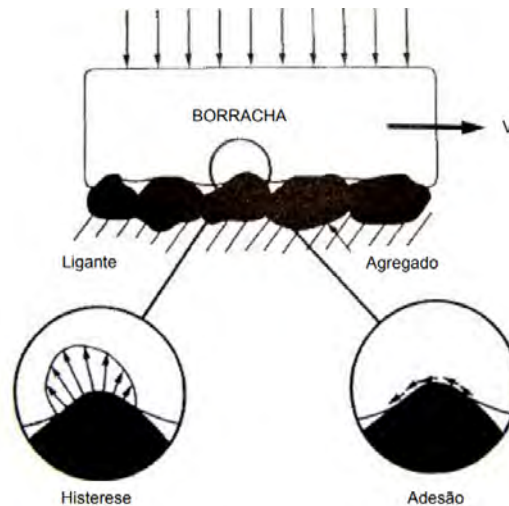


Figura 8 – Mecanismos de atrito na deformação do pneu (SANTOS, 2004)

A força de frenagem atuante nos pneus de cada eixo será resultado das somas do atrito gerado por cada um desses mecanismos (LUGÃO, 2008) durante o deslizamento e rolagem do pneu. A força de frenagem será, portanto, dada por (LIMPERT, 2011):

$$F_{frenagem} = \mu_f \cdot F_z, \quad (3.7)$$

onde:

- μ_f é o coeficiente de fricção daquele pneu no dado instante;
- F_z é a carga atuante no eixo analisado

O coeficiente de fricção μ_f , também conhecido por coeficiente de frenagem (ou de tração), é, ao que se sabe atualmente, função principalmente do deslizamento do pneu, o slip.

Para determinar tal coeficientes, métodos de estimação foram propostos, com base no máximo coeficiente de tração possível (μ_p , *peak coefficient*) e no coeficiente de deslizamento (μ_s , *sliding coefficient*), que representa o atrito dinâmico entre o pneu e o solo.

3.3.4 Coeficiente de fricção em solos rígidos

Conforme foi visto através da equação 3.7, o conhecimento do coeficiente de fricção é essencial para a determinação da força de frenagem disponível instantaneamente em cada pneu.

O modelo de pneu mais utilizado atualmente é o da Fórmula Mágica de Pacejka, modelo semi-empírico empregado para a obtenção de parâmetros importantes relacionados ao pneumático (WONG, 2008). Apesar de sua gênese empírica, o modelo encontra equivalência teórica, através da teoria de Julien (OLIVEIRA et al., 2018).

A Fórmula Mágica (ou simplesmente FM) pode ser expressa por (WONG, 2008):

$$y(x) = D \cdot \sin\{C \arctan[Bx - E(Bx - \arctan Bx)]\}, \quad (3.8)$$

no qual D é o valor de pico, C o fator de forma, B o fator de rigidez e E o fator de curvatura.

Através de análises experimentais, é possível então obter o comportamento do coeficiente de fricção por meio da equação 3.8. É importante salientar que a desvantagem da Fórmula Mágica é a necessidade de ter acesso aos coeficientes do pneu, informação que o fabricante não disponibiliza facilmente.

3.4 Equacionamento físico do conjunto Roda-Pneu

Na figura 9 é possível observar as forças atuantes no pneu, podendo ser aplicado a equação de Euler, sendo obtida a equação 4.9:

$$J_r \cdot \dot{\omega} = Fr_{dyn} - T_b \quad (4.9)$$

No qual J_r é o momento de inércia da roda, F é a força total atuante na roda (força de frenagem + força de resistência ao rolamento) e T_b é o torque de frenagem aplicado na roda.

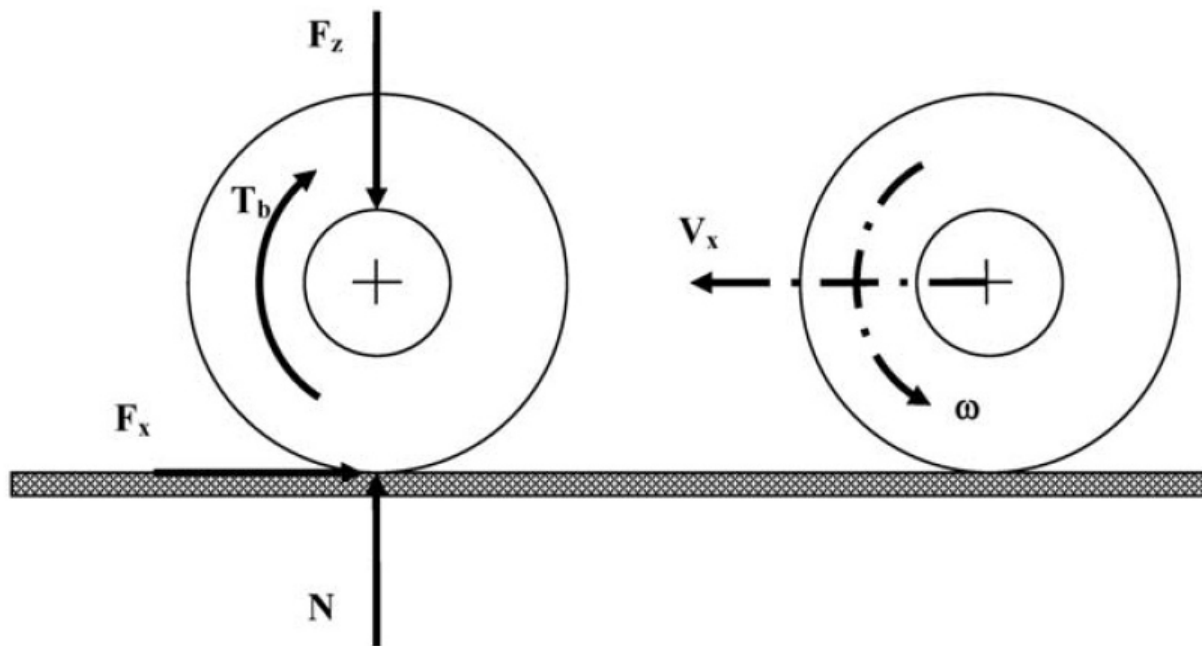


Figura 9 – Forças atuantes na roda. (OKYAY; CIGEROGLU; BAŞLAMİŞLI, 2013a)

3.5 Inércia Equivalente

A inércia pode ser dita como a resistência que o corpo tem a uma alteração de sua quantidade de movimento. Como foi visto anteriormente a inércia da roda influencia na aceleração angular da mesma, porém, em uma análise do carro como um todo, a resistência à desaceleração da roda não é realizada somente pela roda e sim por todas as partes rotativas ligadas a ela, desde os eixos até o motor. Dentro desse contexto, o conceito de inércia equivalente é utilizado, que é o momento de inércia considerando todos os elementos rotativos, a expressão do momento de inércia pode ser observado na eq 5.10: (PINTO; VALENTIM; PEIXOTO, 2018)

$$J_{eq} = J_r + J_e * IR^2 + \frac{J_T}{6 * (IR * ID * IT * IG)^2} + \frac{J_m}{6 * (IR * ID * IT * IG)^2} \quad (5.10)$$

no qual J_{eq} é o momento de inércia equivalente, J_r é o momento de inércia da roda, J_T é o momento de inércia da transmissão (depende da marcha), J_m é o momento de inércia do motor, J_e é o momento de inércia do eixo, ID é a relação de transmissão dos diferenciais, IT é a relação de transmissão da caixa de transferência, IR é a relação de transmissão dos redutores de roda, IG é a relação de transmissão da caixa de transmissão

3.6 Antilock Brake System

O objetivo do sistema ABS é impedir que ocorra o travamento das rodas, utilizando, para tal sensores e atuadores. Quando é observado que a roda está próxima ao travamento, o sistema ABS diminui a força/torque de frenagem, permitindo à roda aumentar sua rotação, diminuindo assim o deslizamento. O ABS realiza o processo de liberação e acionamento dos freios fazendo com que o deslizamento ocorra próximo do coeficiente de frenagem máximo. Na figura 10 é possível observar a região de deslizamento em que o ABS opera.

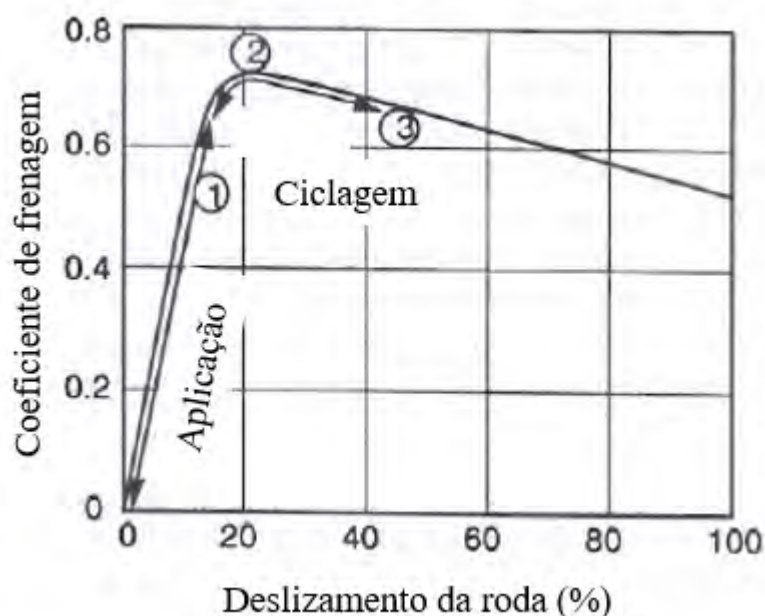


Figura 10 – Coeficiente de frenagem versus deslizamento da roda.(GILLESPIE, 1992)

No controle ABS a unidade eletrônica de controle (ECU) controla o posicionamento de válvulas, aumentando, diminuindo ou mantendo a pressão que atua na pinça de freio, buscando evitar o travamento das rodas.

3.7 Sistema de Controle

É um conjunto de sensores e atuadores cujo objetivo de modificar o valor de determinada variável de um determinado sistema a ser controlado para um valor pré definido, na figura 11 é possível observar um sistema de controle de malha fechada.

O controlador modifica o sinal de entrada, denominado erro, com o objetivo de transformar o sinal de saída igual ao valor desejado, quando o erro se torna zero, o controlador para de atuar, porém, se por alguma perturbação externa o valor da variável a ser controlada for modificado, o controlador volta a atuar, fazendo com que o seu valor tenda a retornar para o valor desejado novamente.

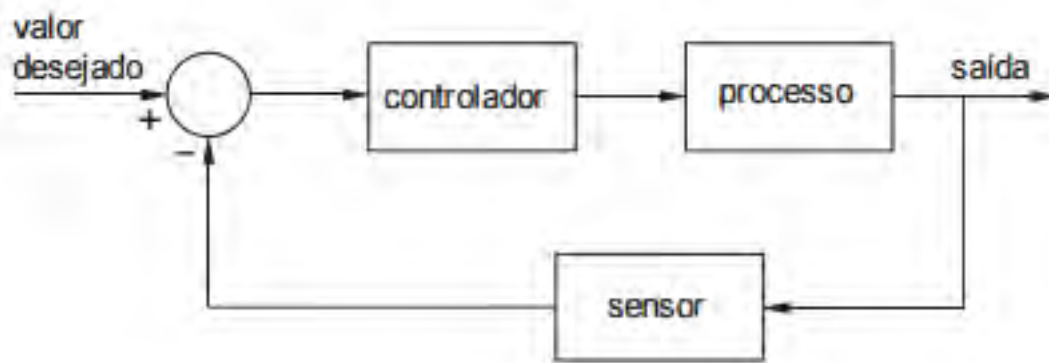


Figura 11 – Sistema de controle de malha fechada.

3.7.1 Controle PID

No controlador PID existem três fatores a serem considerados durante o processo de controle, sendo considerado o erro atual da variável, a variação do erro e o somatório de todos os erros até então. Esses três termos do controlador são chamados de proporcional, derivativo e integral respectivamente. O controle PID é bastante útil quando não se conhece o modelo matemático do processo em questão, impossibilitando métodos de projeto analíticos de controle. Na equação 7.11 é possível observar a transformação que ocorre no sinal ao passar pelo controlador considerando o caso discreto (CARRYER; OHLIN; KENNY, 2010). Na equação 7.12 é possível observar a transformação do sinal no caso contínuo. (CARRYER; OHLIN; KENNY, 2010)

$$u(k) = K_p e(k) + K_i \sum_{x=1}^k e(x) \Delta t + K_d \frac{e(k) - e(k-1)}{\Delta t} \quad (7.11)$$

$$u(k) = K_p e(k) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de}{dt} \quad (7.12)$$

no qual K_p , K_i , K_d são denominados de coeficiente de ganho proporcional, integral e derivativo respectivamente.

3.7.2 Método de Controle Bosch

A utilização do controle PID na modelagem do sistema ABS proporciona um método de controle ideal, pois desconsidera como que essa mudança de pressão é realizada. Um método mais preciso e realista é o método de controle Bosch, o qual consiste em considerar que a válvula controlada pelo ABS tem três posições possíveis:

- Aumentar a pressão
- Manter a pressão
- Reduzir a pressão

O funcionamento desse método pode ser observado na figura 12 utilizada na modelagem feita por Rangelov (2004). Na fase 1 a pressão aumenta até que a desaceleração da roda fica menor que o limite, fazendo com que o solenoide da válvula mude para a posição de manter a pressão. A válvula muda de manter a pressão para aumentar a pressão quando um critério da velocidade do veículo é atingido. Quando a aceleração da roda se torna muito alta, a válvula entra na fase de aumentar a pressão seguindo o processo até a parada do veículo.

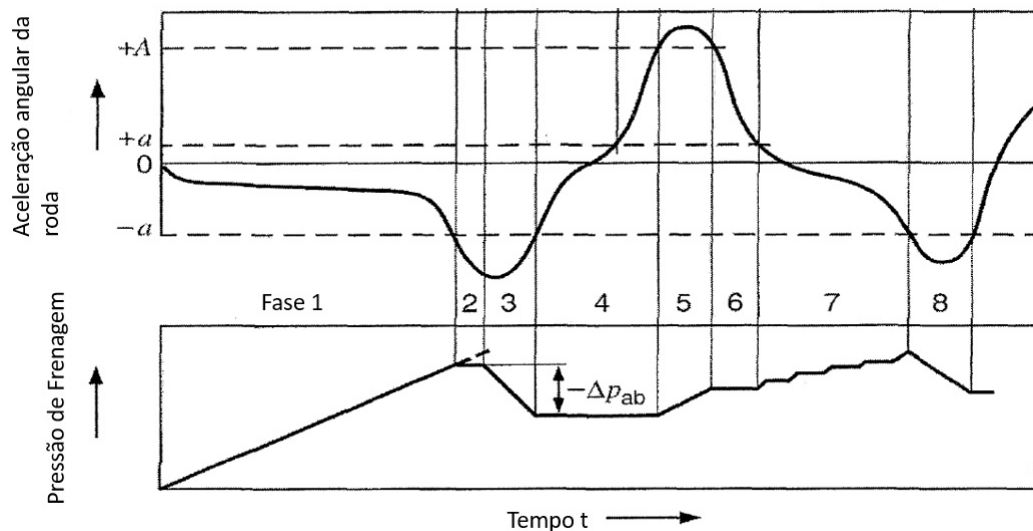


Figura 12 – Controle da Pressão de frenagem.(RANGELOV, 2004)

3.7.3 Controle de pressão pneumático

No controle de pressão pneumático, o acréscimo e decréscimo de pressão não ocorre linearmente como citado anteriormente, é realizado seguindo as relações a seguir:

- Aumentar a pressão

Nessa etapa, a pressão aumenta de acordo com a expressão 7.13:(LIMPERTM2011, Adaptado)

$$p_t = p_a [1 - \ln(1 - c_2 \Delta t)] \quad (7.13)$$

no qual p_a é a pressão aplicada, c_2 é uma constante que indica a velocidade do acréscimo de pressão e Δt a o tempo decorrido nesse estado.

- Manter a pressão

Nessa etapa, a pressão é mantida constante

- Reduzir a pressão

Nessa etapa, a pressão é reduzida de acordo com a expressão 7.14:(LIMPERT, 2011)

$$p_t = p_{max}e^{-c_1(t-t_2)} \quad (7.14)$$

no qual p_{max} é a máxima pressão atingida pelo sistema até o momento que começa a fase de reduzir a pressão, c_1 é uma constante que indica a velocidade do decaimento da pressão, t o tempo e t_2 o tempo em que a fase de diminuição de pressão é iniciada.

3.8 Dinâmica Longitudinal

Para melhor compreender o comportamento do veículo ao longo do seu período de deslocamento, é de extrema importância a obtenção das equações de movimento que regem o seu deslocamento.

No contexto do presente projeto, apenas a dinâmica longitudinal será analisada.

3.8.1 Equações de movimento

As três principais forças que resistem ao movimento do veículo são:

- Forças de Resistência ao Rolamento
- Força de Resistência Aerodinâmica
- Resistência à Rampa

As forças de resistência, junto às forças de aceleração e frenagem, constituem as principais forças atuantes no movimento longitudinal do veículo.

Os esforços citados, juntamente às forças atuantes na direção vertical em relação ao plano de movimento, estão expostos no diagrama de corpo livre da figura 13. A figura retrata um carro em aceleração ao longo de uma subida.

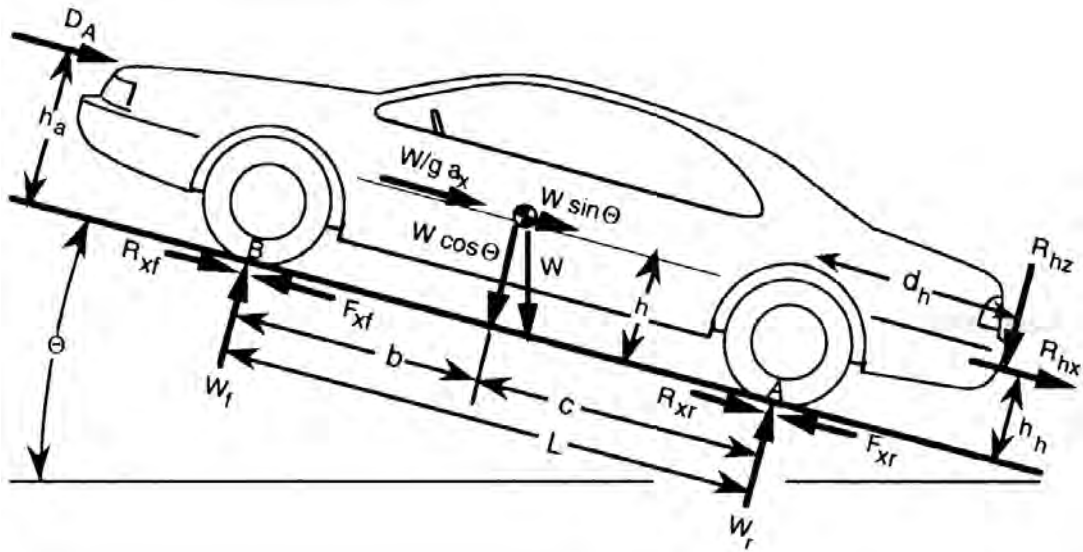


Figura 13 – Forças diversas atuantes no veículo (GILLESPIE, 1992)

Note que foi incluída no diagrama uma força inercial equivalente, conhecida por Força de *d'Alembert*, com magnitude $\frac{W}{g}a_x$ e sentido contrário ao da aceleração do carro.

Aplicando-se a segunda lei de Newton é possível descrever o movimento do automóvel ao longo do eixo x (GILLESPIE, 1992):

$$\Sigma F_{trativas} - \Sigma F_{frenagem} - \Sigma F_{resistência} = m \cdot a_x \quad (8.15)$$

Para o caso de frenagem pura, sem aceleração, a equação 8.15 se resume a:

$$a_x = -\frac{1}{m} \cdot (F_f + R_{ad} + R_r + mg \sin \theta) \quad (8.16)$$

3.8.2 Distribuição de Peso

Note que a força de frenagem produzida é fortemente dependente da carga vertical atuante em cada eixo. Sabe-se que, durante a aceleração ou desaceleração do veículo, a carga em cada eixo irá variar, fenômeno conhecido como transferência dinâmica de peso.

De modo a calcular a carga em cada eixo individual, é necessária a aplicação das Leis de Newton e de Euler, a partir do diagrama de corpo livre do veículo. O diagrama de corpo livre para um veículo com três eixos é mostrado na figura 14

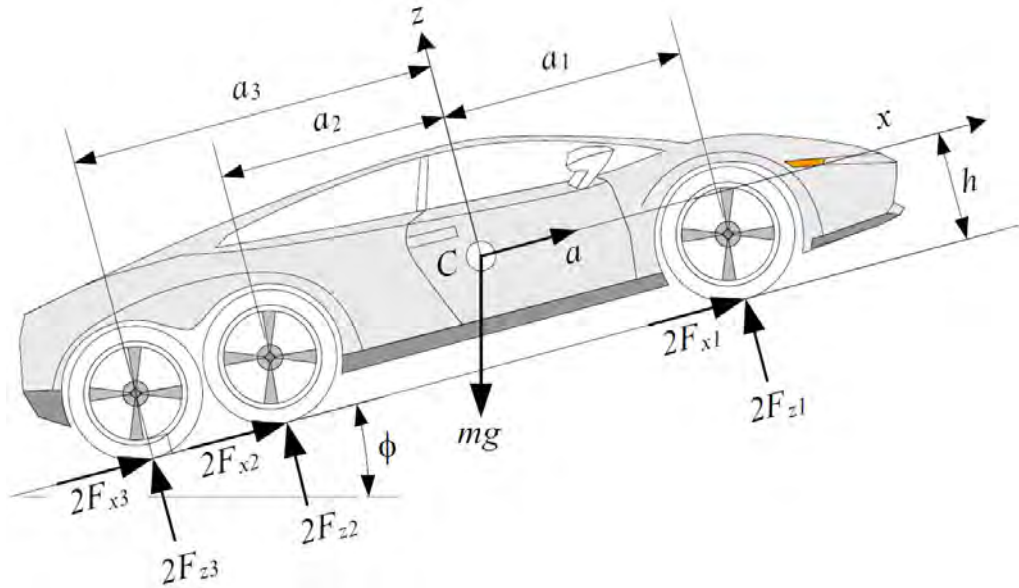


Figura 14 – DCL de veículo com três eixos em rampa (JAZAR, 2008)

A distribuição de peso em cada um dos eixos será o vetor $[X]$, obtido através da equação matricial 8.17. A equação é resultado da aplicação das leis de Newton-Euler para o veículo (JAZAR, 2008).

$$[X] = [A]^{-1}[B], \quad (8.17)$$

onde:

$$[X] = \begin{bmatrix} F_{z1} \\ F_{z2} \\ F_{z3} \end{bmatrix}, \quad (8.18)$$

$$[A] = \begin{bmatrix} 2 & 2 & 2 \\ 2a_1 & -2a_2 & -2a_3 \\ k_2k_3(-a_2 - (-a_3)) & k_1k_3(-a_3 - a_1) & k_1k_2(a_1 - (-a_2)) \end{bmatrix}, \quad (8.19)$$

$$[B] = \begin{bmatrix} mg \cos \phi \\ -hm(a + g \sin \phi) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (8.20)$$

- a_1 : distância do eixo dianteiro ao CG do veículo;
- a_2 : distância do eixo intermediário ao CG do veículo;
- a_3 : distância do eixo traseiro ao CG do veículo;

- k_1 : constante elástica da suspensão dianteira;
- k_2 : constante elástica da suspensão intermediária;
- k_3 : constante elástica da suspensão traseira;
- h : altura do CG do veículo;

3.9 Desempenho de frenagem

A partir dos equacionamentos obtidos nas seções predecessoras, é possível desenvolver a modelagem matemática para compreender e avaliar de maneira mais ampla o processo de frenagem.

A equação 8.16 descreve a desaceleração do veículo durante o processo de frenagem. A resistência aerodinâmica é conhecida da mecânica dos fluidos, dada por (PRITCHARD; MITCHELL, 2016):

$$R_{ad} = \frac{1}{2} \rho C_D A v^2, \quad (9.21)$$

onde:

- ρ : Densidade do ar;
- C_D : Coeficiente de arrasto;
- A : Área frontal do veículo;

Por fim, a força de frenagem será função do

$$F_{f,i} = \mu_{f,i} \cdot F_{z,i}, \quad (9.22)$$

onde:

- i : Eixo analisado (dianteiro, traseiro ou intermediário);
- μ_f : Coeficiente de frenagem;
- $F_{z,i}$: Carga atuante no eixo i .

Assim, a equação 8.16 pode ser reescrita da forma:

$$-a_x = \frac{1}{m} \cdot \left(\sum \mu_{fi} \cdot F_{z,i} + \frac{1}{2} \rho C_D A v^2 + f_r \cdot W + mg \sin \theta \right) \quad (9.23)$$

4 VBTP-MR GUARANI

Para realizar a modelagem do sistema de freio da VBTP Guarani é necessário obter o máximo de informações possível sobre o veículo, com o objetivo de deixar o modelo o mais próximo possível da realidade. A viatura é um veículo 6x6, com três eixos, como pode ser observado na figura 15.



Figura 15 – Viatura Guarani.

4.1 Sistema de Freios

O sistema de freios do guarani é composto por freio a disco em todas as rodas, sendo que é utilizado duas pinças de freio por disco nos eixos dianteiro e intermediário, enquanto que no eixo traseiro é utilizado uma pinça de freio por disco. O sistema ABS é utilizado somente nos eixos dianteiro e intermediário.

4.1.1 Sistema de transmissão de freio

Com o intuito de entender o sistema de freio do Guarani, é necessário entender como se dá o caminho da força de frenagem, desde o pedal até o disco de freio. Para isso, é necessário entender o sistema de transmissão de freio. No veículo, esse sistema é dito hidropneumático, combinando a velocidade de aplicação do sistema pneumático com as forças produzidas pelo sistema hidráulico. Conforme visto na seção 3.1.4, neste sistema, a força aplicada no pedal pelo motorista atua na válvula de freio, liberando pressão do reservatório para as válvulas de alívio rápido e, em seguida, para a válvula relé. A pressão do ar, por sua vez, é multiplicada conversor AoH, gerando uma pressão hidráulica que, por sua vez, é transmitida até a pinça de freio.

É importante salientar que a atuação do ABS se dá no final da parte pneumática desse sistema, antes da pressão ser convertida em pressão hidráulica. É nela que o ABS aumenta/diminui a pressão para otimizar a frenagem. O esquema no anexo A mostra como é o sistema de transmissão de freio do Guarani com clareza.

Observando o esquema em anexo, é possível notar que existe uma linha de pressão para a roda esquerda do eixo dianteiro, uma linha de pressão para a roda direita do eixo dianteiro, e, as outras duas linhas de pressão são distribuídas para os eixos intermediário e traseiro da seguinte forma: uma linha de pressão é para a roda direita do eixo intermediário e para a roda esquerda do eixo traseiro; a ultima linha de pressão é para as rodas remanescentes, a distribuição é cruzada pois proporciona uma maior segurança ao veículo em caso de que alguma dessas linhas falhe.

A pressão que é transmitida para o eixo traseiro passa por um corretor de frenagem, que é uma válvula limitadora de pressão. Durante a frenagem, devido a distribuição dinâmica de peso, a carga no eixo traseiro é diminuída, então é necessário também diminuir a pressão que atua nos freios desse eixo para evitar o travamento da roda traseira antes da dianteira.

Em suma, pode ser observado nas figuras o esquema das linhas das válvulas

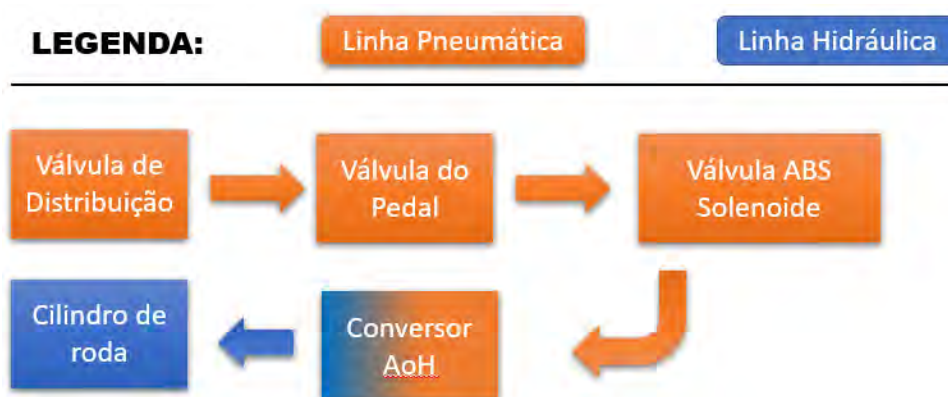


Figura 16 – Linha dianteira e válvulas até os freios

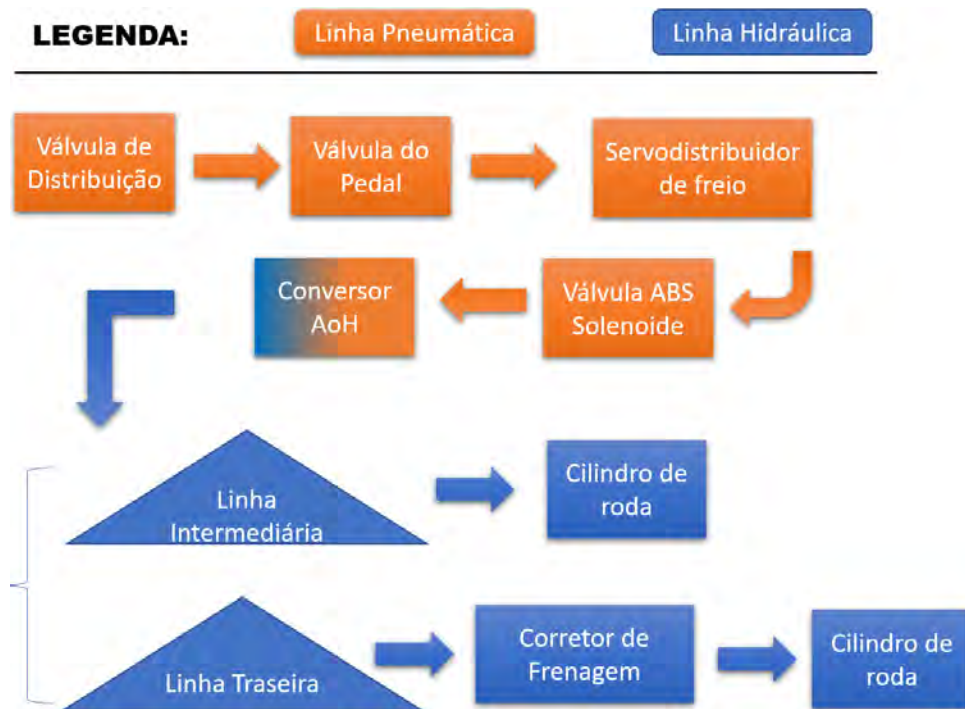


Figura 17 – Linhas intermediária e traseira e válvulas até os freios

4.1.2 Conversor AoH

O conversor hidropneumático *AoH* (do inglês *Air over hydraulic*) consiste em um sistema que converte pressão de gás em pressão hidráulica, nessa conversão existe um multiplicador de pressão, que depende das áreas da seção pneumática e da seção hidráulica, como pode ser verificado na equação 1.1

$$K = \frac{A_h}{A_{pn}} \quad (1.1)$$

no qual K é a razão entre a pressão hidráulica e a pressão pneumática, A_h é a área da seção hidráulica e A_{pn} é a área da seção pneumática.

4.1.3 Válvula limitadora de pressão

Durante a frenagem, devido a distribuição dinâmica de peso, a carga no eixo traseiro é diminuída, então é necessário também diminuir a pressão que atua nos freios desse eixo. Para isso, a válvula limitadora é aplicada, na qual, para pressões menores do que uma pressão limite, a pressão do eixo traseiro será igual a pressão do eixo intermediário, a partir dela, a pressão do eixo traseiro se manterá constante, na figura 18 é possível observar os tipos de válvulas e como elas atuam. O ponto B representa uma válvula sensível a carga, ou seja, o ponto de abertura da válvula muda dependendo da carga total do veículo. O ponto A representa uma válvula que não é sensível a carga. A linha contínua representa uma válvula limitadora de pressão, como foi explicado anteriormente, e, a linha pontilhada representa uma válvula redutora de pressão.

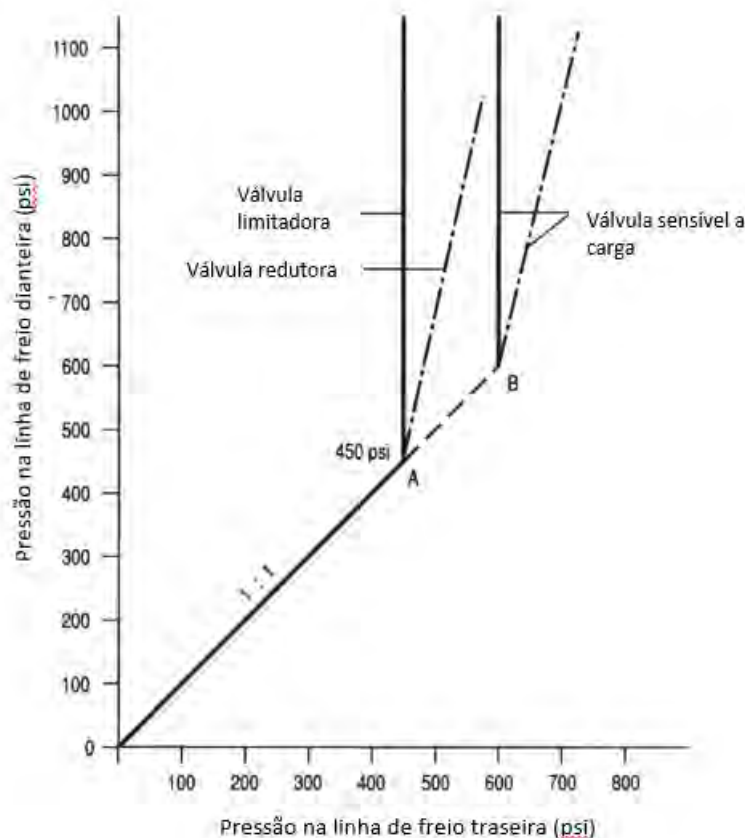


Figura 18 – Válvulas que controlam a pressão de frenagem.(LIMPERT, 2011) - Adaptada

No caso do Guarani, a válvula limitadora de pressão também é conhecida como Brake Power Regulator, com peça equivalente à válvula **BOSCH -Part Number (P/N): 0 204 131 202**.

4.1.4 Pinça de Freio

Devido a impossibilidade de se obter dados sobre a pinça de freio do Guarani, na modelagem atual está sendo utilizado a área do cilindro de roda de um caminhão da IVECO que contém um pistão com diâmetro de 68 mm, informação obtida no catálogo MERITOR BRAKE CALIPER. Esse caminhão tem uma roda aproximadamente 10% menor que a roda do Guarani, podendo levar a um modelo menos representativo do Guarani.

4.1.5 Disco de freio

O disco de freio do Guarani pode ser observado na figura 19, da qual pode ser retirado que o diâmetro externo do disco é 405 mm e o interno é 258 mm, logo, o raio efetivo do disco de freio é 165,75 mm.

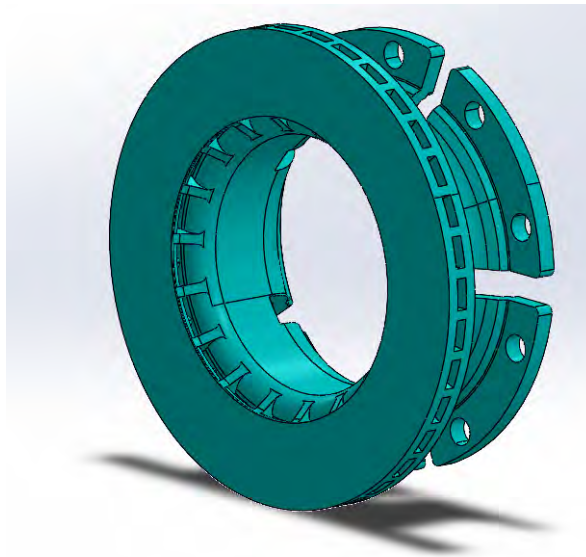


Figura 19 – Disco de freio do Guarani.

Dada a impossibilidade atualmente encontrada em se obter os dados do fator de freio do Guarani, será empregado inicialmente o fator de freio obtido a partir do gráfico 5.

4.2 Pneu

Para a obtenção dos dados do pneu, ou seja, a curva do coeficiente de frenagem *versus* deslizamento, foi utilizado o programa em *MATLAB* empregado por Acuña et al. (2020), que utiliza o simulador TruckSIM para o pneu Michellin 395/85 R 20, tendo um raio indeformável de 0,589 m, sendo um pouco menor (6%) do que o pneu do Guarani que tem um raio de 0,629 m, portanto, é possível fazer uma primeira estimativa de que ambos

possuem a mesma curva de coeficiente de frenagem por deslizamento. A figura 20 mostra a curva obtida.



Figura 20 – Curva do coeficiente de frenagem x Deslizamento.

4.3 Dados gerais do Veículo

Os dados do Guarani podem ser observados na tabela 2(PINTO; VALENTIM; PEIXOTO, 2018).

Tabela 2 – Dados do Guarani

Massa	18000 kg
Momento de Inércia da Roda	36,042 kgm ²
Raio indeformado do Pneu	0,629
Área frontal	4,87
Coefficiente de Arrasto	0,75
Raio efetivo do disco de freio	165,75 mm
K (estimado)	10

A pressão máxima do sistema pneumático foi possível ser obtida através do manual técnico de manutenção preventiva, que aparece no painel mostrado na figura 21.

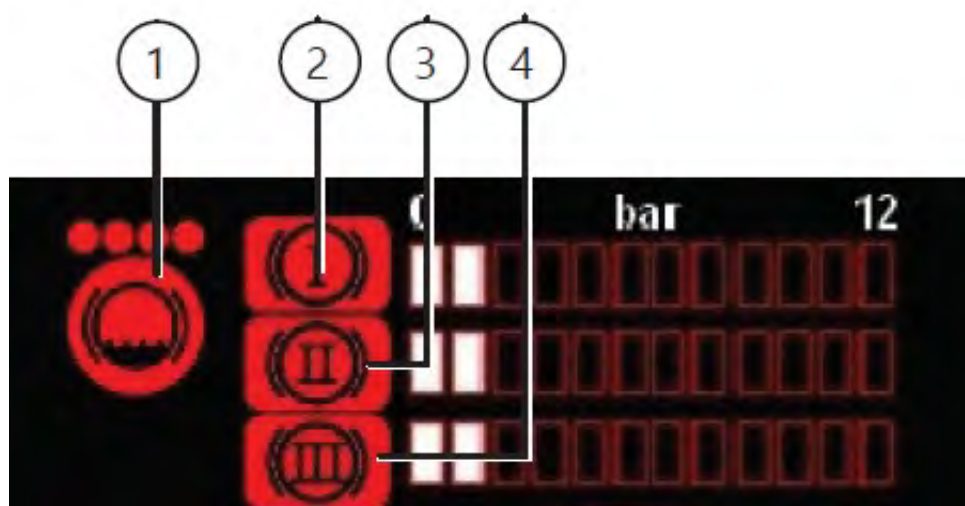


Figura 21 – Painel do Guarani. (BRASILEIRO,)

5 MODELAGEM

Primeiramente, foi construído o modelo de 1/6 de carro (conhecido geralmente como 1/4 de carro para veículos com quatro rodas), com o intuito de observar o funcionamento do sistema de freios com e sem a atuação do ABS. Dessa maneira, foi possível constatar a esperada redução da distância de frenagem quando o sistema ABS é implementado. Além disso, tal modelagem permitiu a validação de cada componente individualmente, em particular do sistema de controle implementado no ABS.

Em segundo momento foi desenvolvida a modelagem de 1/2 carro, que é uma melhor representação, pois leva em consideração as individualidades de cada eixo, como por exemplo, a distribuição dinâmica de peso.

5.1 Modelagem de 1/6 de veículo

5.1.1 Bloco das forças resistivas

Nesse bloco, o sinal de entrada é a velocidade do carro, enquanto que a saída é a soma das forças de resistência aerodinâmica, rolamento e rampa. Na figura a seguir é possível observar o diagrama de blocos. Na figura 22 é possível observar o bloco das forças resistivas.

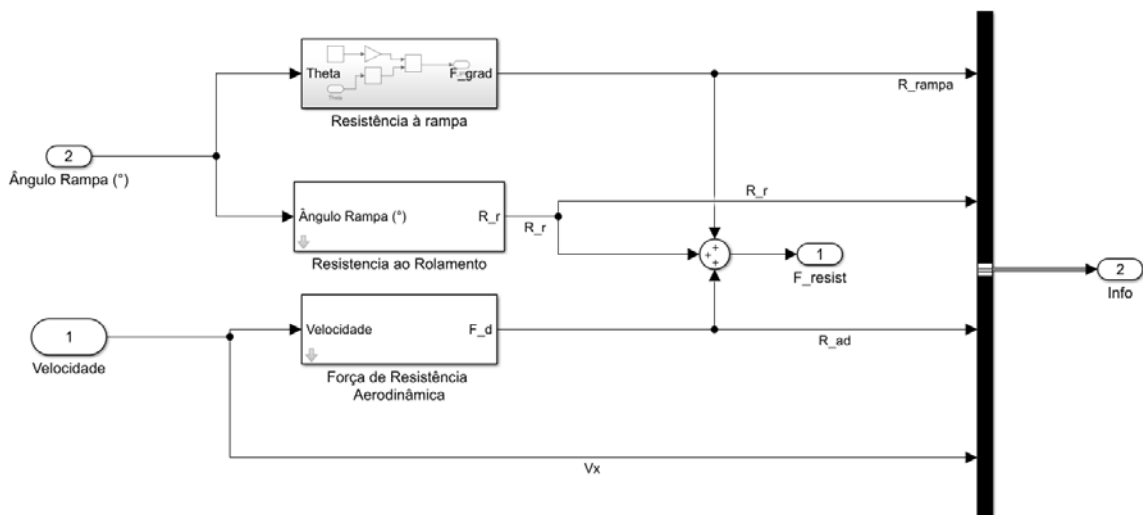


Figura 22 – Diagrama de blocos das forças resistivas.

5.1.2 Bloco da roda

Nesse sistema, é descrita a dinâmica da roda, utilizando a equação 4.9, na qual é possível calcular a aceleração angular da roda em função do torque de frenagem que a pinça realiza na roda, e, da força de frenagem que o solo realiza na roda. Sendo assim, é possível encontrar a velocidade angular da roda em cada instante da frenagem. A figura 23 mostra o diagrama de blocos do equacionamento da roda.

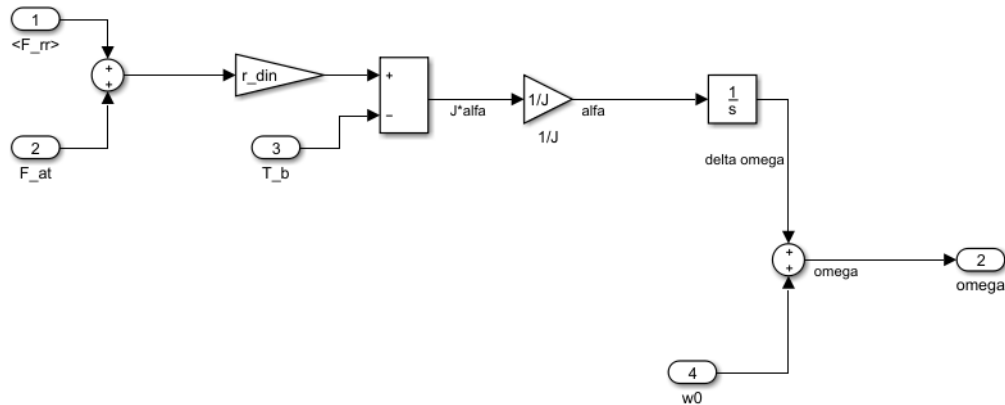


Figura 23 – Diagrama de blocos do equacionamento da roda.

5.1.3 Bloco de 1/6 de carro

Nesse bloco, é descrita a dinâmica do carro, a partir da equação 9.23, na qual é possível calcular a aceleração do veículo em função das forças resistivas e da força de frenagem que o solo realiza na roda, sendo assim, permitindo encontrar a velocidade do carro em cada instante da frenagem. A figura 24 mostra o diagrama de blocos do equacionamento do veículo.

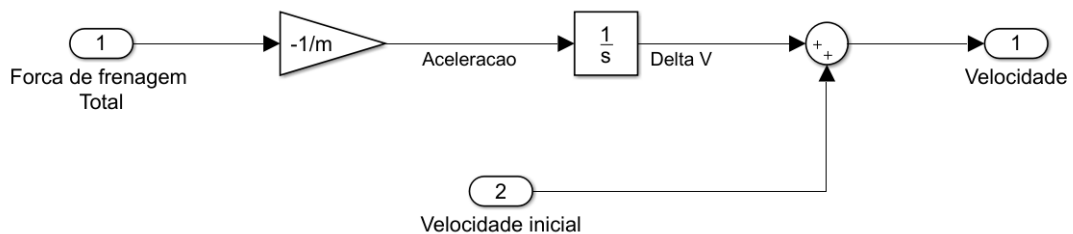


Figura 24 – Diagrama de blocos do equacionamento do veículo.

5.1.4 Cálculo da Força de frenagem

Nesse bloco, é realizado primeiramente o cálculo do deslizamento do veículo a cada instante, utilizando os valores de velocidade do veículo e velocidade angular da roda obtidos nos sistemas de equacionamento do veículo e equacionamento da roda respectivamente. Com o deslizamento, é possível encontrar o coeficiente de frenagem, utilizando a equação 3.8, após multiplicá-lo pela força normal, utilizando a equação 3.7 para determinação da força de frenagem. Na figura 25 é exposto o diagrama de blocos do cálculo da força de frenagem.

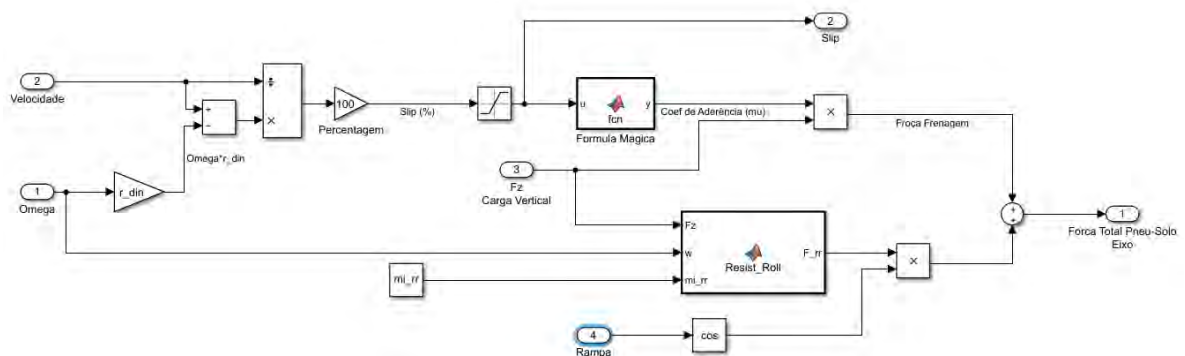


Figura 25 – Diagrama de blocos do cálculo da força de frenagem.

5.1.5 Diferença entre Modelagem do freio com e sem ABS

A diferença entre a modelagem do sistema com e sem ABS se dá no torque de frenagem. Enquanto que no modelo sem ABS o torque de frenagem é constante, o que resulta em um travamento das rodas, no modelo com ABS existe um controlador PID que modula o torque de frenagem, com o intuito de deixar o deslizamento em um valor próximo do que resulta no coeficiente de frenagem máximo, visando assim, obter a maior força de frenagem possível, diminuindo a distância de parada. Na figura 26 é possível observar a atuação do ABS, mudando o valor do torque de frenagem.

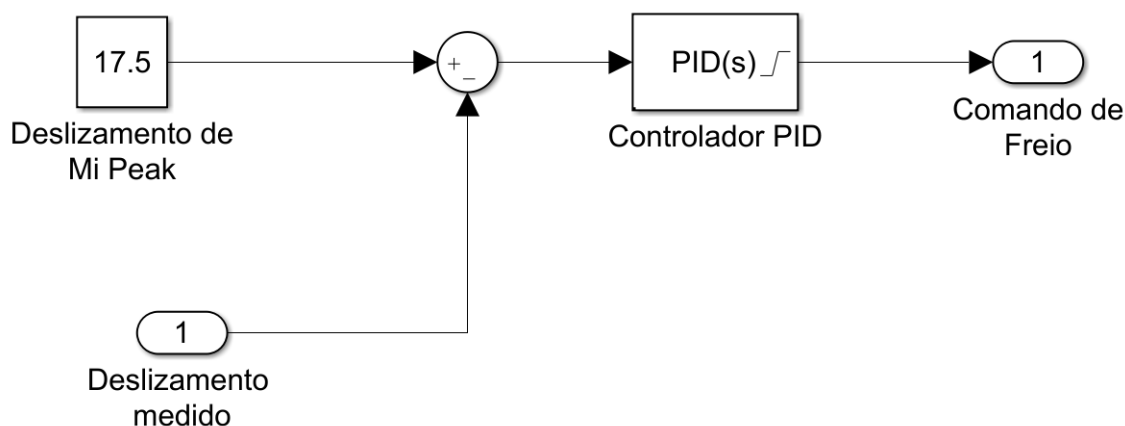


Figura 26 – Controlador PID sendo aplicado no freio ABS.

5.2 Modelo de 1/2 Carro

Após a compreensão aprofundada dos blocos base, utilizados no modelo de 1/6 de carro, foi possível prosseguir para a construção do modelo de 1/2 carro.

5.2.1 Sistema hidráulico

O sistema hidráulico modelado é baseado naquele apresentado na planta de freios contida no anexo A. Como a modelagem envolve apenas 1/2 veículo, observe que apenas duas linhas hidráulicas serão relevantes para a representação e simulação do sistema: 1 linha hidráulica alimentando o eixo dianteiro e 1 linha hidráulica alimentando simultaneamente os eixos intermediário e traseiro.

Para o caso da linha de freio dianteira, a pressão hidráulica de saída no cilindro de freio será função apenas da pressão pneumática aplicada no conversor AoH, multiplicada pela fator de multiplicação deste.

Para as linhas restantes, o funcionamento é outro, no entanto. Enquanto a linha intermediária apresenta comportamento similar ao apresentado pela linha dianteira (controlado pelo ABS através do sistema pneumático), a linha que segue para o freio traseiro é regulada por uma válvula de controle de pressão. Enquanto a pressão hidráulica não ultrapassa a pressão de abertura da válvula, a pressão nos freios intermediário e traseiro são iguais.

Por outro lado, quando tal pressão limite é ultrapassada, a válvula de alívio de pressão (*pressure relief*) é aberta, tornando-se o "caminho de menor resistência" para o fluido hidráulico, fixando a pressão na linha traseira em um valor limite. Tal configuração é representada no subsistema da figura 27. Note que o "atraso hidráulico", decorrente do tempo de movimentação do fluido e tempo de abertura de válvulas ainda não foi contabilizado nesse sistema.

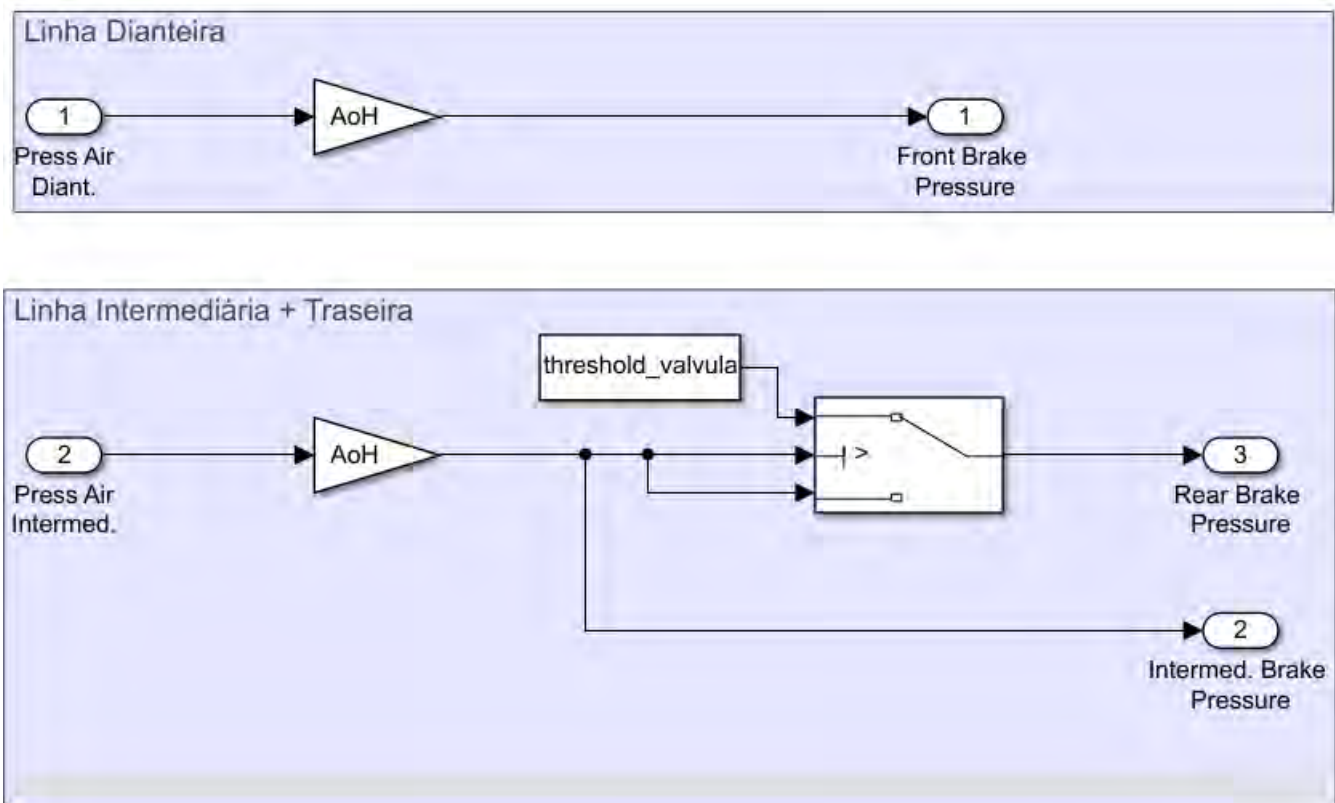


Figura 27 – Bloco do sistema hidráulico

5.2.2 Freios a Disco

O comportamento do freio a disco envolve diferentes domínios físicos: o atrito gerado pelo contato entre disco e pastilha de freios produz calor, o que leva ao aquecimento do disco e conseqüente variação do próprio coeficiente de atrito entre ambos. De modo a incluir tais efeitos na modelagem e retratar o fenômeno físico da maneira mais fiel possível, foi utilizado um componente já disponível na biblioteca *Simscape*, destinada à modelagem de sistemas físicos.

Desse modo, a pressão transferida ao cilindro de roda, proveniente do sistema hidráulico, é utilizada para a produção do torque de frenagem atuando no disco de freio. O componente permite a inclusão da influência térmica durante a sua atuação, o que leva à redução do coeficiente de atrito com o aumento da temperatura.

O bloco, por fim, produz um torque de frenagem a partir de uma pressão hidráulica de entrada, conforme pode ser visto na figura 28

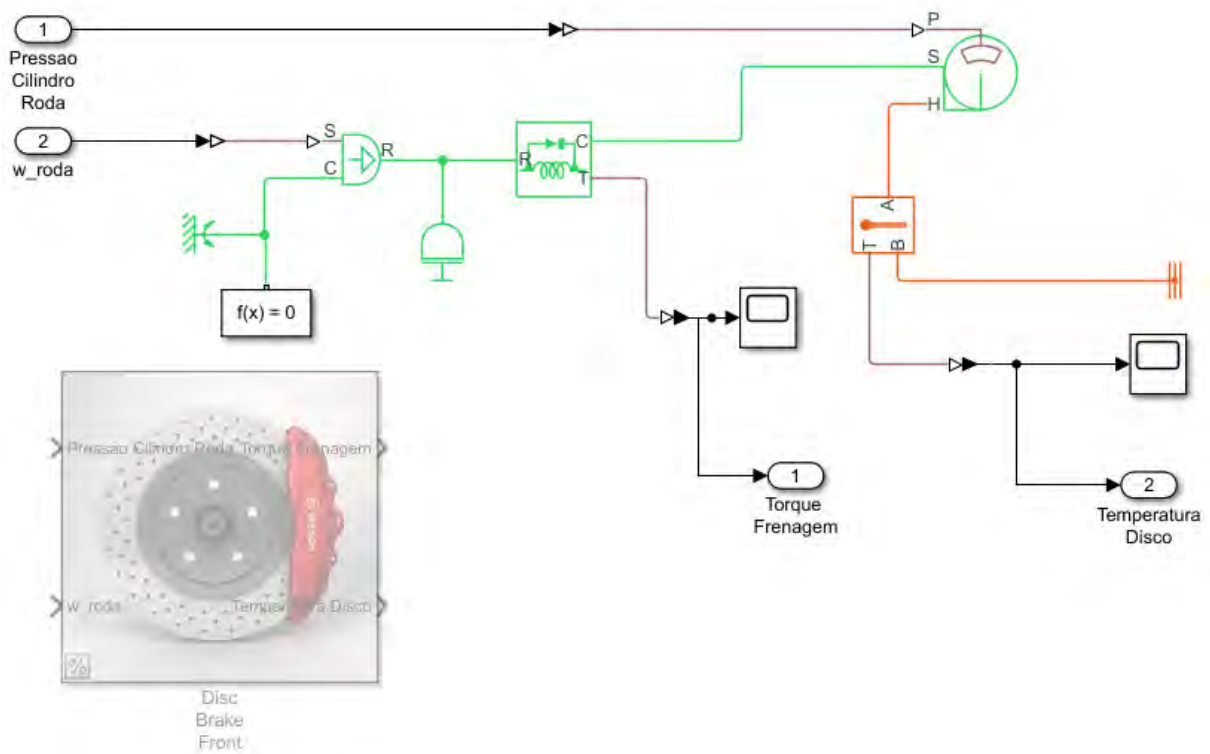


Figura 28 – Bloco de ação do Freio a Disco

5.2.3 Bloco de transferência de Peso

O bloco de transferência dinâmica de peso retrata a variação de carga entre os eixos decorrente da desaceleração do veículo. O subsistema é construído baseado na equação 8.17. A determinação instantânea das cargas em cada eixo é essencial para determinação da força de contato pneu-solo disponível em cada roda.

A figura 29 mostra em detalhes o interior do bloco destinado ao cálculo instantâneo da distribuição de peso em função de dada aceleração do veículo.

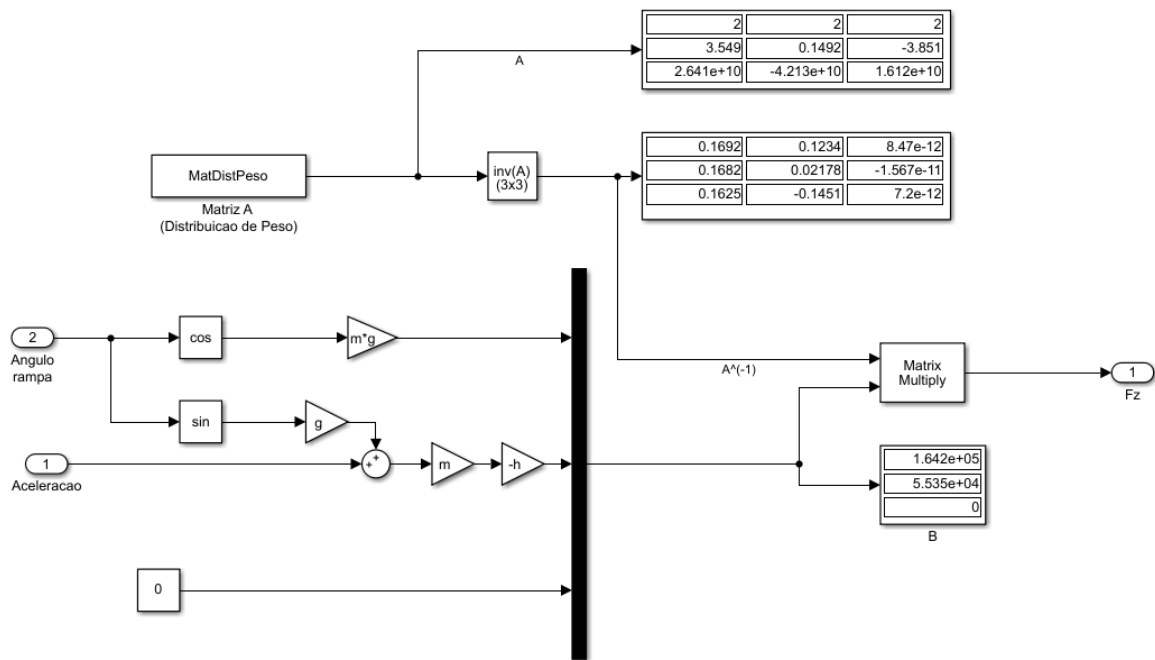


Figura 29 – Bloco de cálculo da transferência dinâmica de peso

5.2.4 Bloco do eixo

De posse da pressão de freio e da carga normal atuando em cada eixo, é possível modelar a dinâmica deste, englobando as equações constitutivas das rodas e dos pneus para culminar na modelagem final de um eixo inteiro.

Observe que agora toda a inércia dos elementos rotativos solidários ao eixo deve ser levada em consideração, equacionamento ligeiramente diferente daquele de apenas uma roda, descrito anteriormente. A inércia equivalente associada, incluindo componentes do sistema de transmissão, é obtida a partir do equacionamento descrito por Pinto, Valentim e Peixoto (2018)

A figura 30 mostra o bloco de um eixo e seu interior, resultado da combinação dos elementos individuais (roda, pneu e freio a disco) na modelagem completa de um eixo.

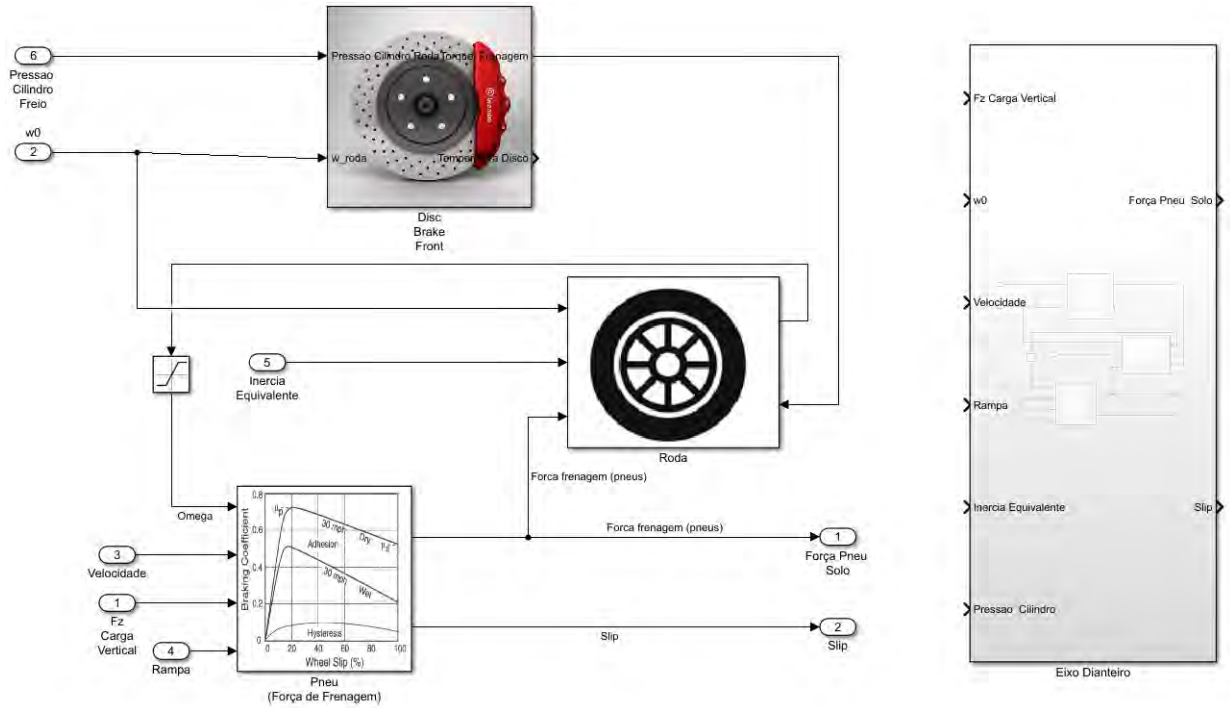


Figura 30 – Bloco de um Eixo completo

5.2.5 Modelo de Meio Carro

Dispondo de todos os blocos descritos, construiu-se então o modelo através da repetição e união dos blocos elementares. O bloco "Eixos" representa a combinação da dinâmica dos 3 eixos, com a soma de seus esforços de frenagem produzidos por cada um.

O modelo completo pode ser observado na figura 31.

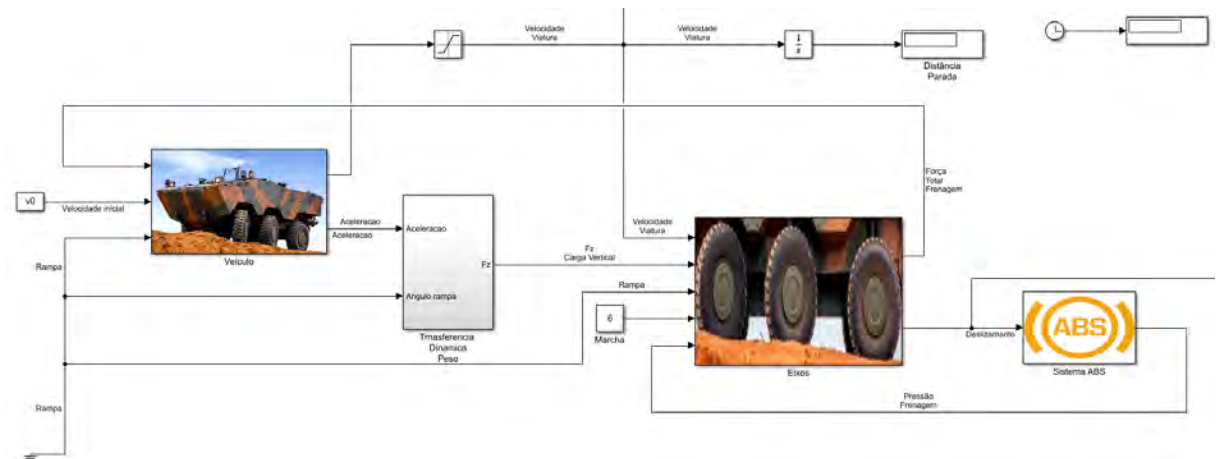


Figura 31 – Modelo completo de 1/2 carro

5.2.6 Sistema ABS ideal - PID - 1/2 Veículo

Por fim, descrito o comportamento dinâmico do sistema, é possível seguir então para a modelagem do sistema de controle ABS. Como o veículo apresenta ABS apenas nos eixos dianteiro e intermediário, não será considerável a ação do sistema ABS no eixo traseiro.

Primeiramente optou-se pela manutenção do controle PID, agora implementado nos dois eixos anteriores do veículo. O diagrama de blocos pode ser observado na figura 32. Os blocos "PID" empregados foram os mesmos descritos na seção 5.1.5.

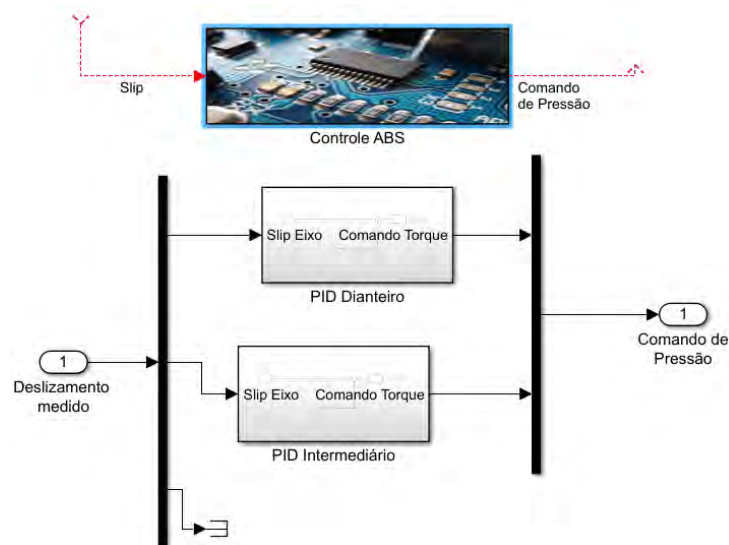


Figura 32 – Sistema ABS "ideal" para 1/2 carro

5.2.7 Sistema ABS real

Como visto anteriormente, no entanto, o controle real de pressão do ABS não é feito através de um controle PID, o que exigiria, por exemplo, um microcontrolador para cada válvula.

Ao invés disso, adotou-se, para o modelo, a metodologia de controle *Bosch*, vista anteriormente. Assim, o controlador pode fornecer 3 sinais de comando às válvulas solenoides, os quais representarão o estado de cada roda:

- Redução da pressão (Estado 1);
- Manutenção de pressão (Estado 2);
- Aumento de pressão (Estado 3).

A modelagem do controle ABS foi feita através de uma máquina de estados, através da ferramenta *State Flow*, no ambiente Simulink. A lógica do controlador foi modelada

baseada no deslizamento longitudinal do pneu e no **estado anterior** da roda, isto é, a ordem dada pelo controlador no instante anterior.

O raciocínio para a mudança de estado é o apresentado por Moreira (2000), isto é, com a definição de 4 parâmetros de referências para a transição de estados. O gráfico da figura 33 mostra os 4 limites para a transição.

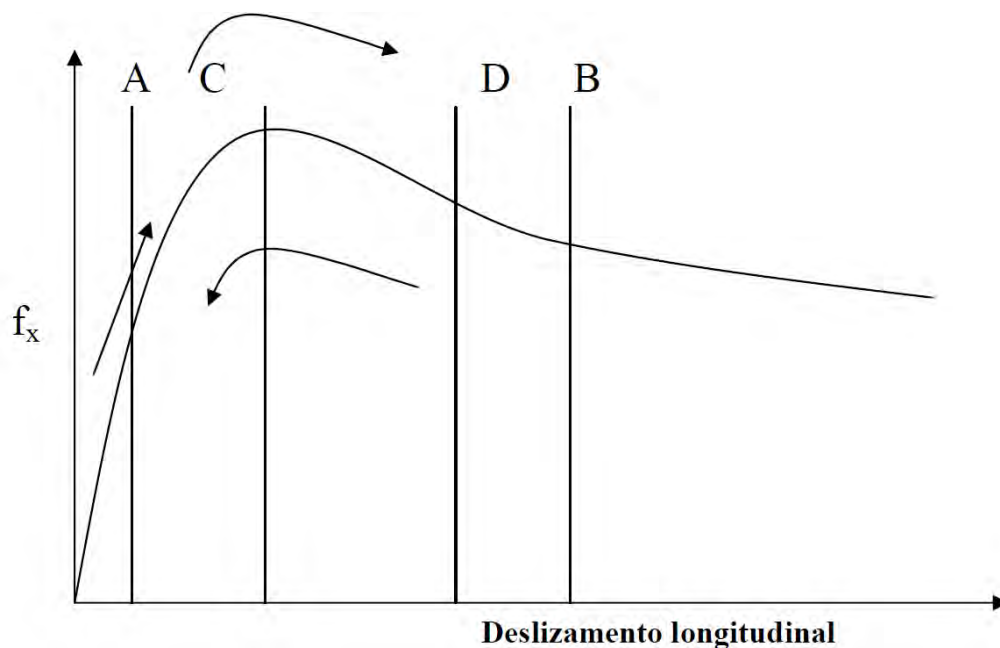


Figura 33 – Lógica de controle ABS em função do deslizamento (MOREIRA, 2000)

A tabela 3, por sua vez, detalha a estratégia de mudança de fase em função da condição de deslizamento e da fase anterior.

Tabela 3 – Tabela de fases de operação do sistema ABS (MOREIRA, 2000)

Condição	Fase atual	Próxima Fase
Deslizamento > B	Fase inicial	Redução de pressão
Deslizamento > C	Aumento de pressão	Manutenção de pressão
Deslizamento > B	Manutenção de pressão	Redução de pressão
Deslizamento < D	Redução de pressão	Manutenção de pressão
Deslizamento < A	Manutenção de pressão	Aumento de pressão

Para os limites A, B, C e D, os autores propuseram os valores mostrados na tabela 4. Tais limites foram estimados com base na curva de força de frenagem x deslizamento do pneu empregado.

Passando à modelagem computacional propriamente dita, a figura 34 mostra o exterior do bloco *State Flow* para a lógica do ABS, com suas entrada e saída.

A figura 35 detalha a lógica de transição de estados empregada para o controle do ABS, implementando-a através da máquina de estados.

Tabela 4 – Limites propostos de deslizamento para a atuação do ABS de 3 etapas

Limite	Valor (%)	Parâmetro (State Flow)
A	15	$slip_{max}$
B	25	$slip_{min}$
C	17.5	$slip_{min-manter}$
D	22.5	$slip_{max-manter}$

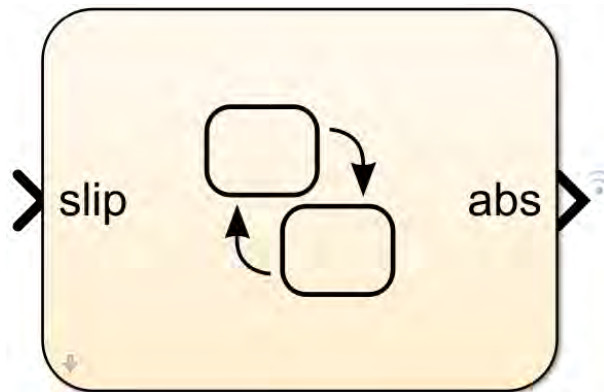


Figura 34 – Vista exterior Bloco lógico para ABS

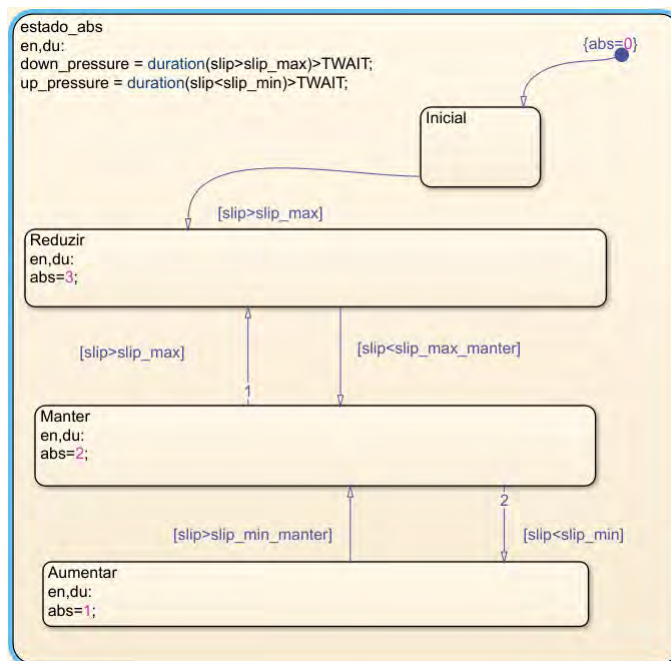


Figura 35 – Lógica de controle ABS

O aumento ou diminuição da pressão, por outro lado, também foi modelado através da máquina de estados do *State Flow*, uma vez que essa permite a manutenção dos valores anteriores e, desse modo, garantindo a continuidade da pressão fornecida pela válvula ABS.

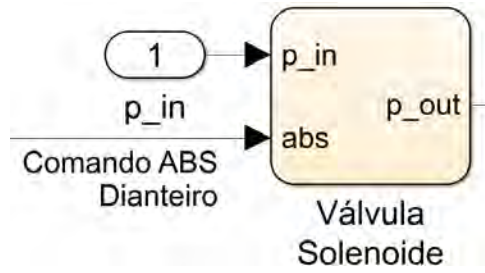


Figura 36 – Bloco para cálculo da pressão da válvula solenoide

As fórmulas de aumento e redução empregadas foram as descritas pelas equações 7.13 e 7.14, respectivamente. A figura 37 mostra o diagrama de blocos utilizado para a obtenção da pressão de saída da válvula solenoide, com base no sinal do controle ABS e na pressão da linha anterior à válvula.

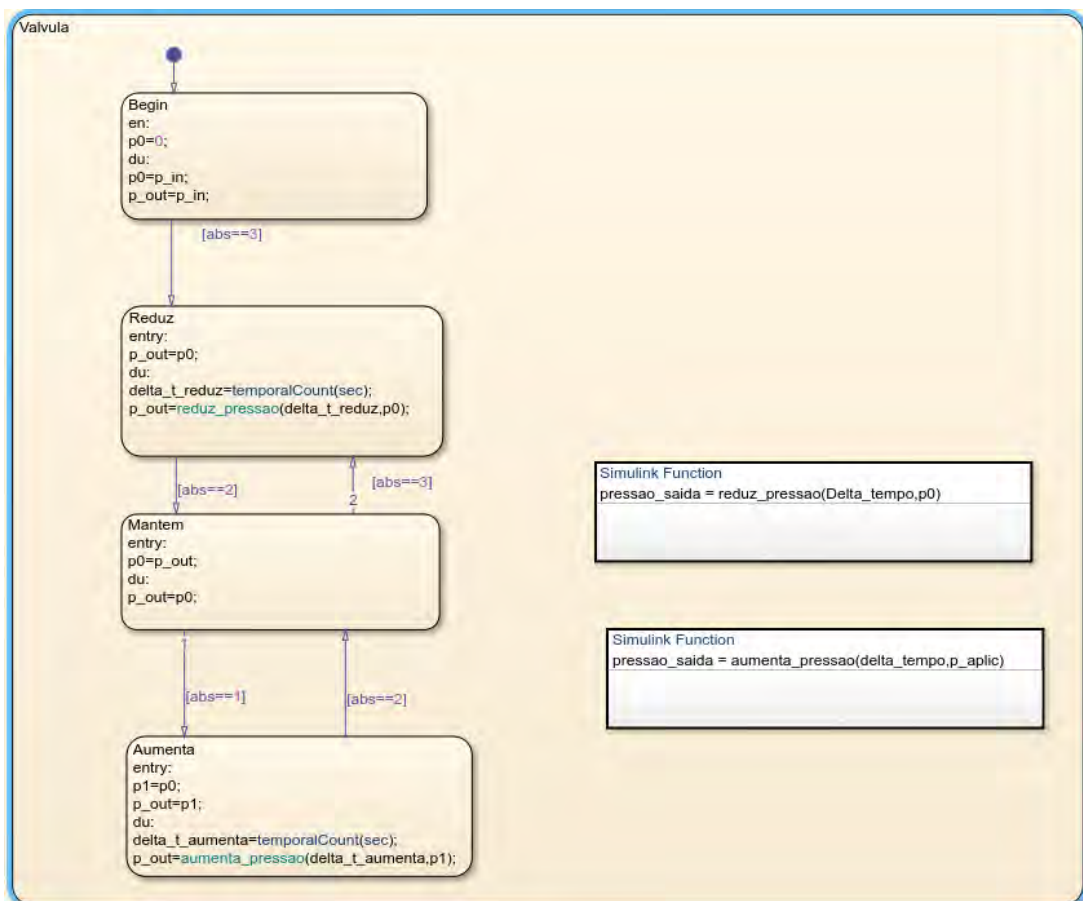


Figura 37 – Máquina de estados para cálculo da pressão da válvula solenoide

5.2.8 Tempo de resposta - Válvulas e circuitos

No sistema de freios real, é necessário tempo para que a pressão comandada atue no seu local de aplicação. O fluido de trabalho, seja ele ar comprimido ou óleo hidráulico, deve percorrer uma determinada distância até que chegue no seu destino final, o que requer algum tempo (podendo variar de alguns milissegundos, em circuitos pneumáticos, até alguns segundos, em circuitos hidráulicos).

Adicionalmente, existe ainda o tempo de abertura das válvulas, responsáveis por controlar o fluxo e pressão nos sistemas, fato que também gera um tempo extra entre a emissão do sinal de comando e a efetiva ação respectiva.

De modo a computar tal situação física no modelo computacional, optou-se pela inclusão de blocos de atrasos de tempo (*Transport delays*), modelando o tempo de ação necessário para os fluidos de trabalho percorrerem o circuito e para a abertura de válvulas. A figura 38 mostra o diagrama de blocos com a inclusão dos efeitos de tais atrasos em cada uma das linhas de frenagem.

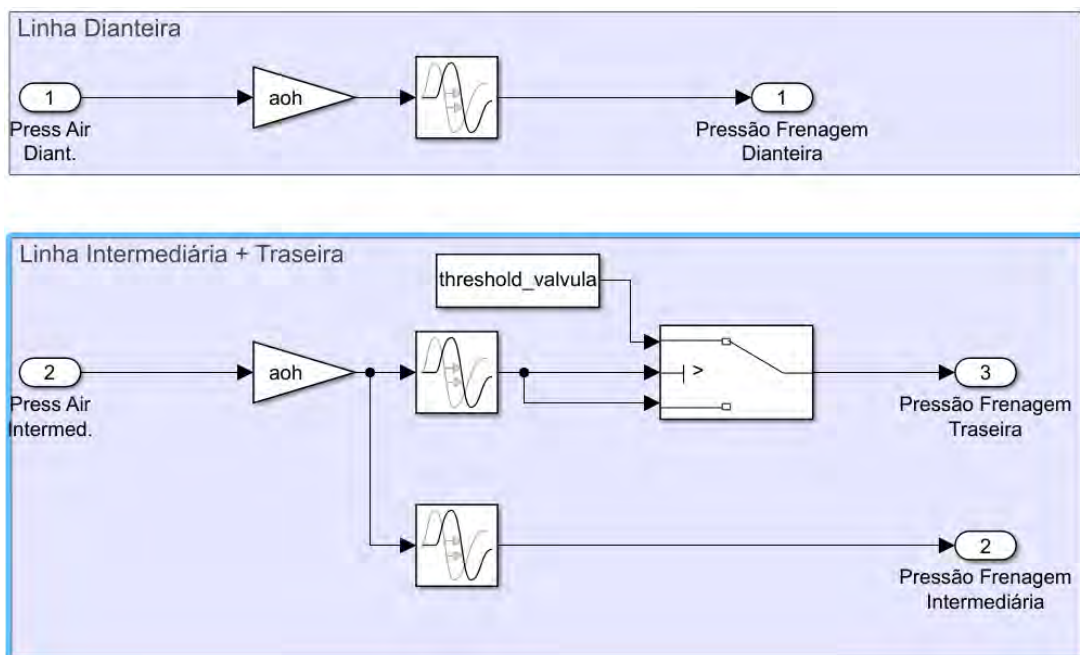


Figura 38 – Introdução dos atrasos relativos ao circuito e válvulas na modelagem

Os tempos de atraso, designados para os blocos citados da figura 38 foram estimados com base:

- nas válvulas presentes no caminho até a aplicação nos freios; e
- na distância estimada a ser percorrida no circuito (pneumático ou hidráulico) até o local de aplicação.

Os parâmetros estimados, que serviram de entrada para os respectivos blocos de *Transport Delay* no Simulink, encontram-se expostos na tabela 5:

Tabela 5 – Atrasos estimados para cada um dos circuitos de frenagem

Parâmetro	Valor	Significado
$t_{delay-diant}$	0.003 s	Atraso na linha do eixo dianteiro
$delay_{circuito-intermed}$	0.005 s	Atraso na linha do eixo intermediário
$delay_{circuito-tras}$	0.01 s	Atraso na linha do eixo traseiro

6 TESTE DE FRENAGEM

Os testes de frenagem são procedimentos padronizados por norma, com o objetivo observar o desempenho de frenagem do veículo em diversas condições. Na realidade específica do Guarani, o teste é realizado para uma frenagem em linha reta, com o veículo operando em condições de alta e baixa aderência e, também, de pequena e grande carga transportada.

No teste realizado no Guarani, as informações medidas são: velocidade angular da roda, pressão no cilindro de freio, pressão no reservatório de ar e a velocidade do veículo.

Não só representa o teste de frenagem uma grande referência em termos de requisitos de segurança, como também fornece a oportunidade de validação de modelos computacionais desenvolvidos com o intuito de modelar o comportamento do veículo durante o seu emprego. Deste modo, pode ser possível, inclusive simular condições distintas do teste, observando o desempenho simulado do veículo, sem que seja necessário empregar custos ou mesmo colocar em riscos tripulantes com o finalidade de realizar tais testes.

Por este motivo, é extremamente importante a validação de um modelo computacional de um veículo através do resultado de testes normatizados, realizados na vida real.

7 SIMULAÇÃO

Foram realizadas simulações para os diversos modelos desenvolvidos ao longo do projeto, tendo sido aprimorados durante o desenvolvimento do trabalho.

7.1 1/6 de carro

A simulação de ambos os modelos começou com o veículo a 60 km/h, enquanto que o modelo sem ABS usou o torque máximo, estimado de 8000 N.m durante todo o processo de frenagem, o veículo com ABS modelou o torque de frenagem com o intuito de manter o deslizamento perto de 17,5 %, pois, é onde ocorre o coeficiente de frenagem máximo para o modelo de pneu simulado. Na figura 39 é possível observar a diferença entre o deslizamento com e sem ABS. No modelo sem ABS a roda está travando, o que acarreta em uma força de frenagem menor, como pode ser observado na figura 40. No modelo também é possível estimar a distância de frenagem em cada situação, enquanto que o sistema sem ABS foram necessários 35,7 metros, e, o com ABS foram necessários 26,1 metros, demonstrando a eficácia do sistema.

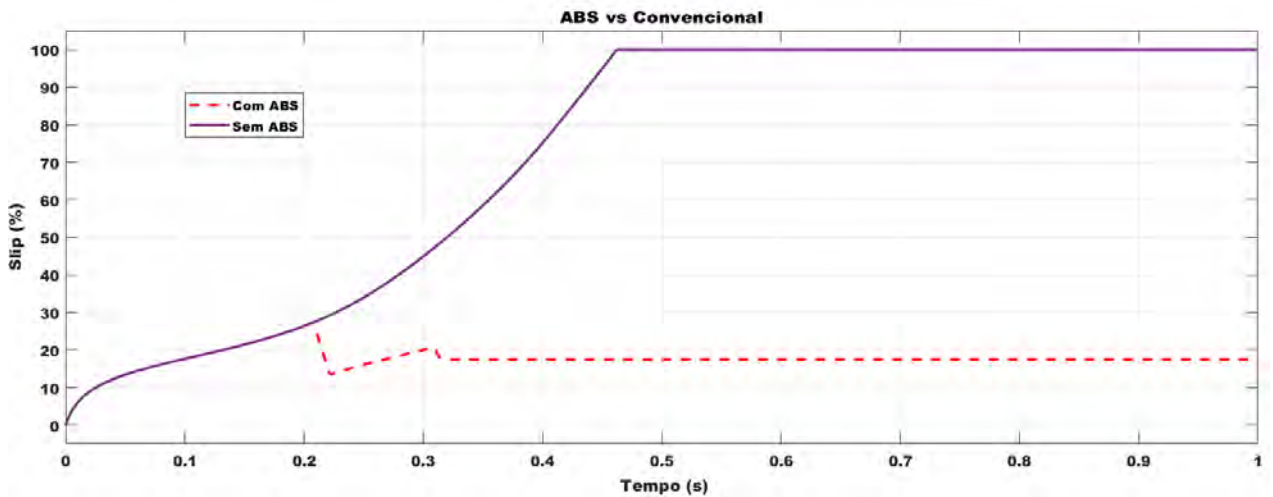


Figura 39 – Deslizamento durante a frenagem dos modelos com e sem ABS.

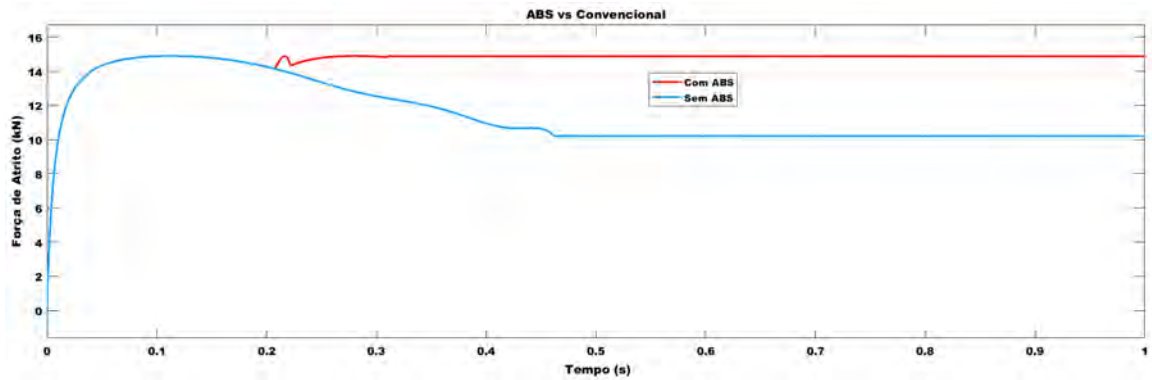


Figura 40 – Força de frenagem dos modelos com e sem ABS.

7.2 Meio carro "ideal" - PID

Na simulação de meio carro, foram utilizados os parâmetros geométricos e de massa e inércia da VBTP Guarani, disponíveis no projeto de final de curso de Pinto, Valentim e Peixoto (2018).

Parâmetros do sistema de freio, por outro lado, foram, em parte, estimados a partir de veículos de porte similar. Em particular, os dados dos cilindros de roda e coeficientes de atrito entre pastilha e disco de freio.

A figura 41 mostra o deslizamento desenvolvido pelos pneus em cada um dos eixos da viatura. Observe a atuação do sistema nos eixos dianteiros e intermediário, fazendo com que os pneus de cada eixo atinjam o deslizamento desejado (aquele no qual ocorre o pico do coeficiente de aderência).

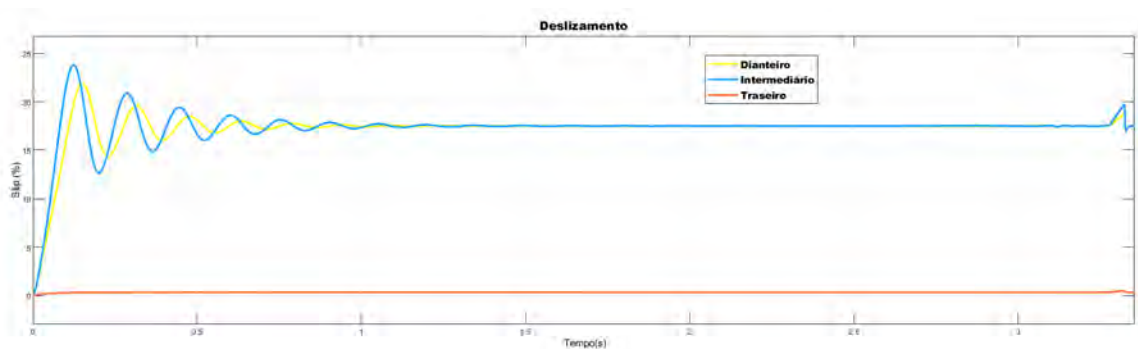


Figura 41 – Deslizamento medido em cada eixo

Observe, agora, a figura 42, que mostra a pressão aplicada nos cilindros de roda de cada eixo. Observe que, com a atuação do ABS na linha compartilhada entre eixos intermediário e traseiro, rapidamente entra em ação a válvula de alívio de pressão. Dessa forma, a pressão no eixo traseiro atinge o valor limite e permanece constante, graças à atuação da válvula, até o final da frenagem.

É exatamente por esse motivo que o deslizamento do eixo traseiro, conforme o

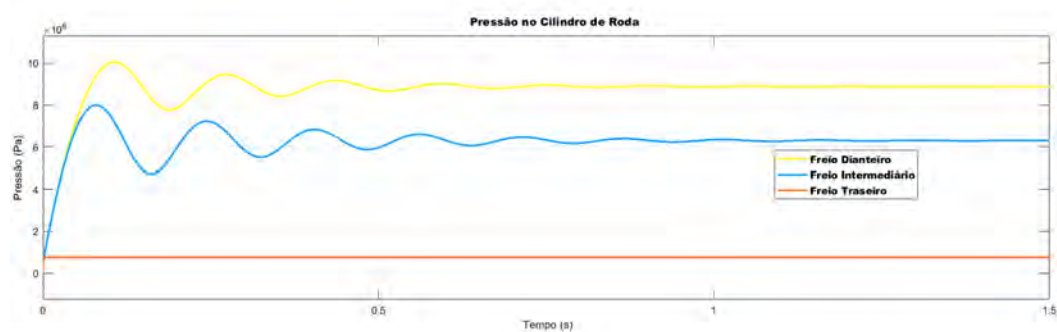


Figura 42 – Pressão no cilindro de roda

gráfico da figura 41, estabiliza em um valor constante. Tal situação é resultado da ação da válvula.

As pressões dos eixos dianteiro e intermediário, por outro lado, são controladas pelo ABS. Desse modo, após um *overshoot* inicial, estabilizam em um valor de equilíbrio, no qual o deslizamento obtido será o de pico.

Mantendo em mente as considerações anteriormente mencionadas para o modelo em questão, a distância de parada obtida foi de 28,23 metros.

7.3 Meio carro real

Nesse modelo, foi aplicado o método de controle ABS Bosch para o sistema pneumático, conforme detalhado na seção 5.2.7. A simulação foi feita para diversas condições diferentes, de modo a se verificar a validade e confiabilidade do modelo.

7.3.1 Carro em Ordem de Marcha

Foi feita a simulação de frenagem para o veículo com velocidade inicial de 60 Km/h considerando a sua massa em condição de ordem de marcha como sendo 18000 Kg.

Na figura 43 é possível observar o desempenho de frenagem, resultando numa distância total de parada de 31,67 metros.

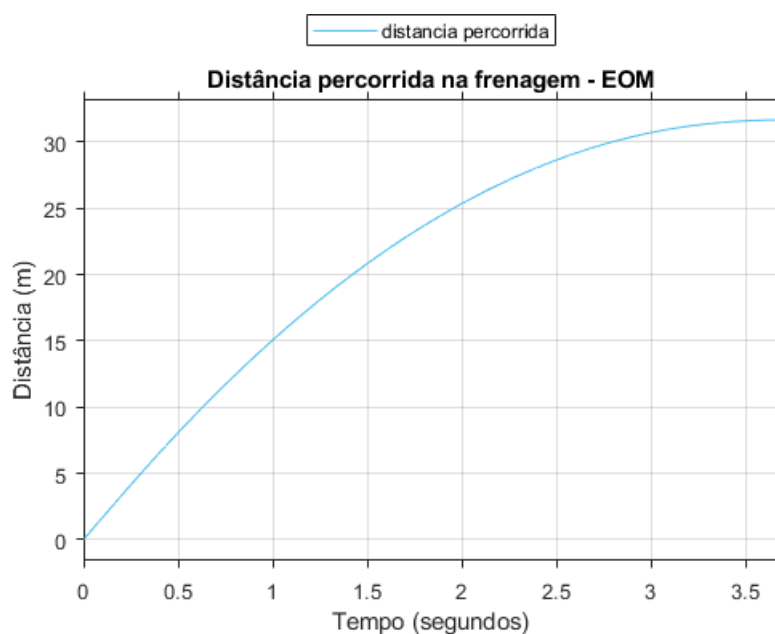


Figura 43 – Distância percorrida x tempo durante a frenagem. Veículo EOM

É interessante observar na figura 44 a atuação do ABS no controle da pressão da válvula solenoide, com as fases de aumento de pressão, manutenção da pressão e diminuição a pressão claramente presentes.

O resultado direto da atuação do sistema de anti-travamento pode ser observado na figura 45, que traz os deslizamentos longitudinais de cada eixo ao longo da frenagem. Note que a ação do ABS nos dois eixos da frente do veículo garantem que o *slip* nunca chegue aos 40% antes da parada total, o que assegura a obtenção da máxima força de frenagem entre pneu e o solo.

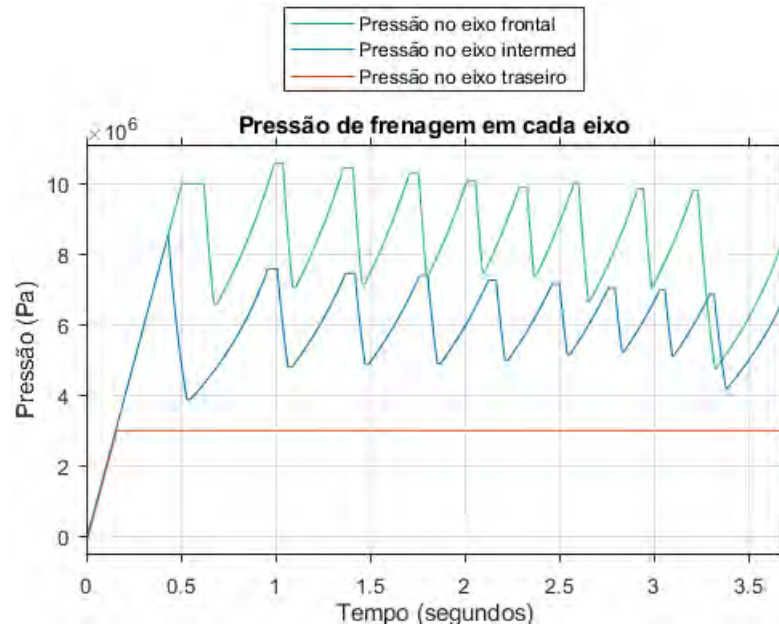


Figura 44 – Pressão de frenagem em cada eixo x tempo durante a frenagem. Veículo EOM

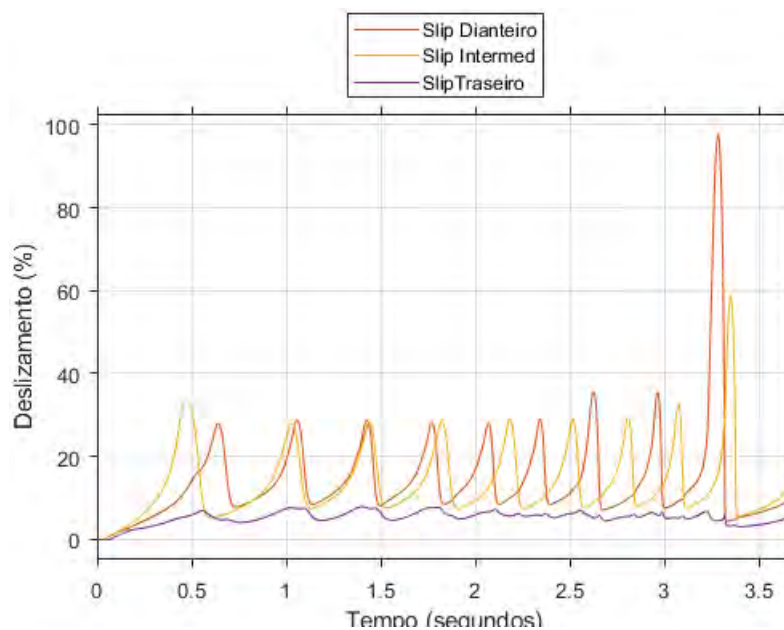


Figura 45 – Deslizamento em cada eixo x tempo durante a frenagem. Veículo EOM

7.3.2 Carro Carregado

Foi feita a simulação de frenagem para o veículo com velocidade inicial de 60 Km/h considerando que o mesmo está carregado, tendo uma massa total de 20400 Kg.

Na figura 46 é possível observar o desempenho de frenagem, culminando numa distância total de parada de 32,06 metros.

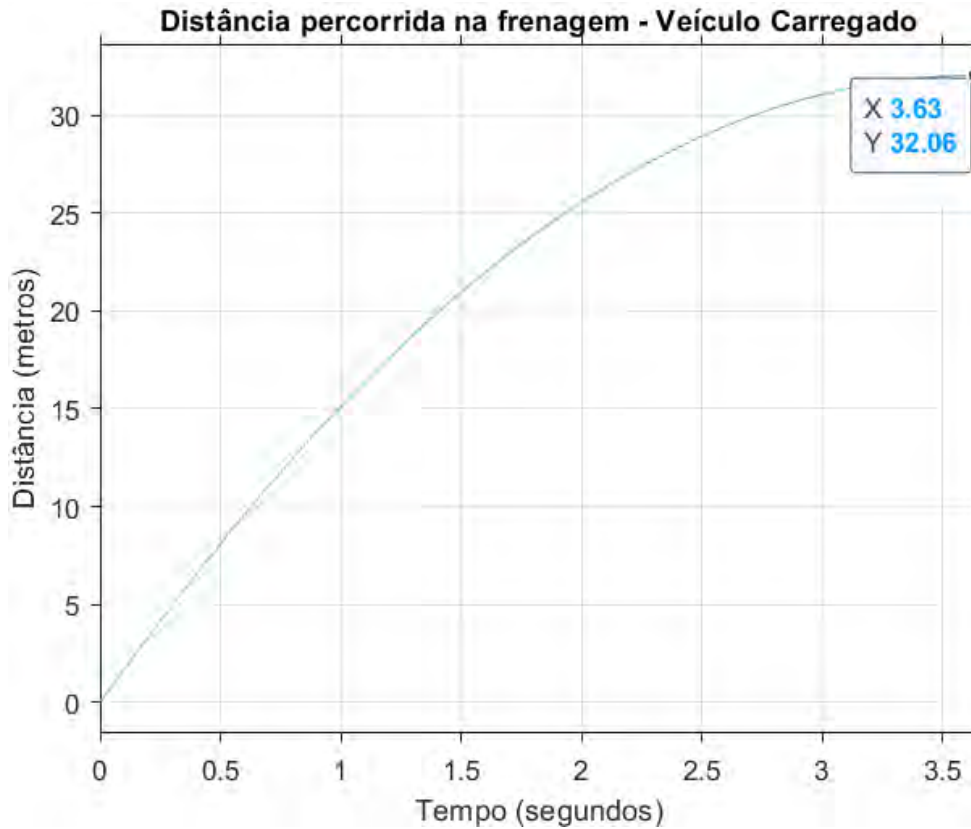


Figura 46 – Distância percorrida x tempo durante a frenagem. Veículo carregado

Novamente, note a ação do controle ABS nas válvulas solenoides na figura 47, em especial no eixo intermediário. No eixo dianteiro, é interessante notar que, com o aumento de peso em relação à situação EOM, aumentou-se a carga vertical em cima de tal eixo. Com isso, o esforço necessário para a frenagem dianteira foi incrementada consideravelmente.

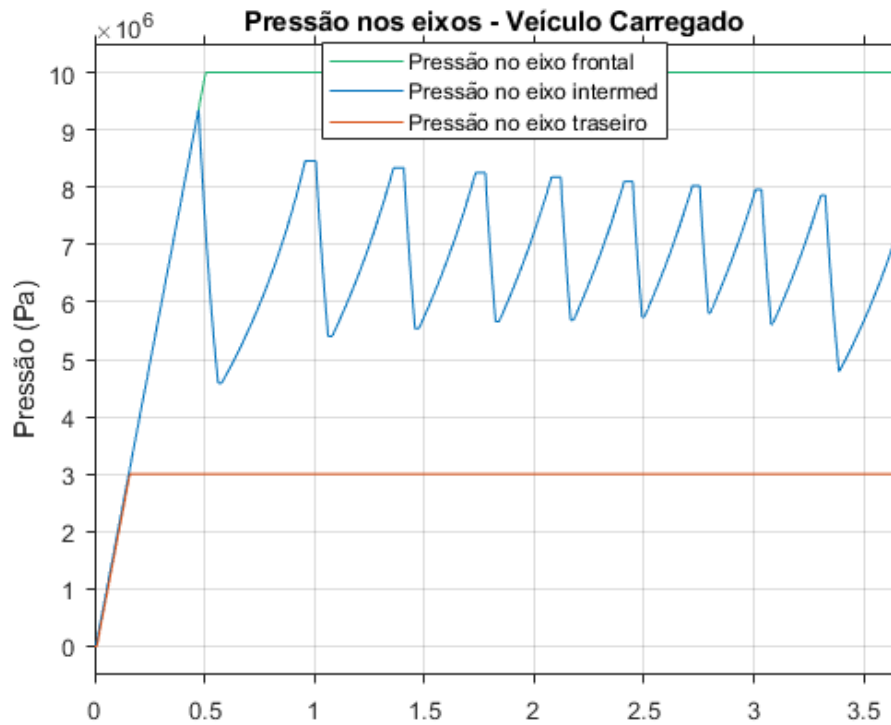


Figura 47 – Pressão de frenagem em cada eixo x tempo durante a frenagem. Veículo carregado

Em particular, nesse caso, é possível notar que a pressão na linha hidráulica atingiu seu valor máximo possível (determinado pela linha pneumática e posterior conversor AoH), sem que o freio ABS sequer precise agir. Tal fato pode ser visto e reforçado através da figura 48. Note que o deslizamento no eixo dianteiro permanece praticamente constante (a menos da transferência dinâmica de carga), sem nem chegar à faixa ideal da curva slip x coeficiente de frenagem.

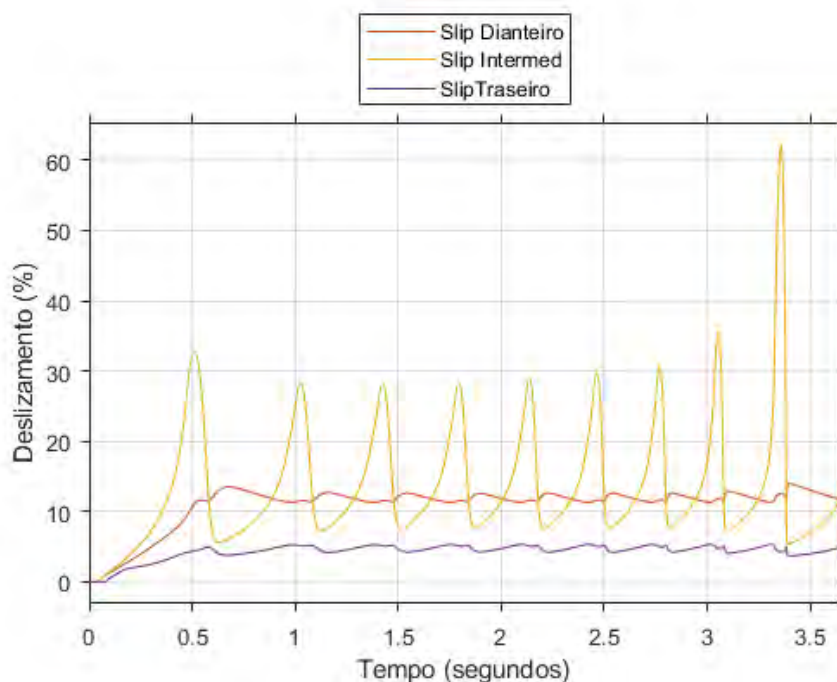


Figura 48 – Deslizamento em cada eixo x tempo durante a frenagem. Veículo carregado

Em conjunto, a situação mostra, provavelmente, que ou a razão de multiplicação do conversor AoH é maior que 10 (estimada anteriormente), ou a multiplicação de freio proporcionada no disco de freio é maior. Como o diâmetro do cilindro de roda está condizente com outros modelos parecidos, é mais provável que a diferença esteja, de fato, no fator AoH.

Ainda assim, é notável que a distância de parada tenha permanecido relativamente próxima à condição EOM, mesmo sem a ação efetiva do ABS no eixo dianteiro. Tal contexto contribui para mostrar a funcionalidade do ABS em reduzir eficientemente a distância de frenagem.

7.3.3 Análise para velocidades variadas

Adicionalmente, simulou-se a frenagem para o veículo em ordem de marcha partindo de diversas velocidades iniciais: 40 a 90 km/h, com um intervalo de 10km/h entre cada uma. Os resultados até a parada total podem ser observados na figura 49.

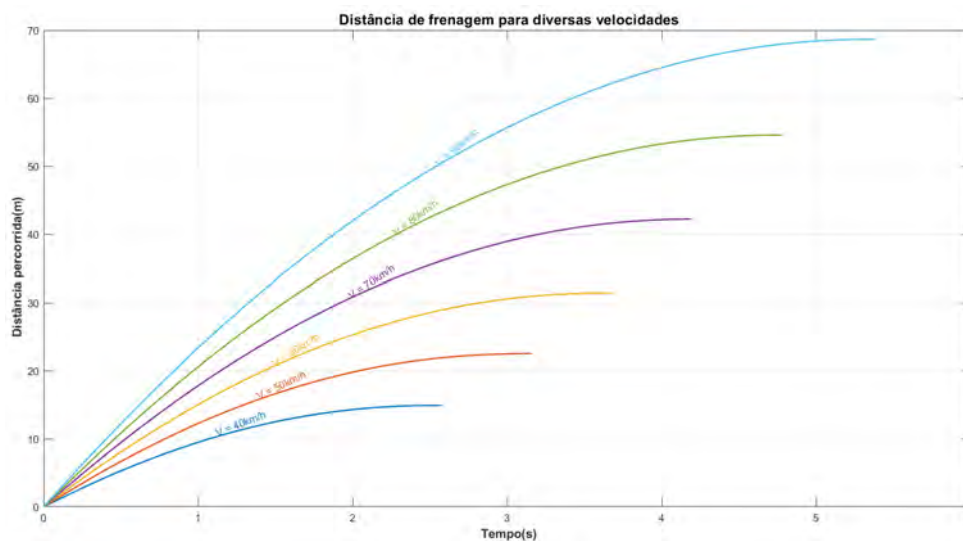


Figura 49 – Desempenho de frenagem para diversas velocidades

7.3.4 Análise de Sensibilidade do Modelo

A análise de sensibilidade de um modelo é o estudo de como o comportamento do sistema varia devido a alteração no valor de determinado parâmetro do mesmo. Esse estudo é de grande importância para o modelo devido ao fato de que existem alguns dados do Guarani que não foi possível encontrar o seu valor preciso, tendo sido necessário utilizar valores de veículos de tamanho similar como aproximação.

Essa verificação é muito interessante pois observa como que a resposta do sistema depende dos parâmetros, sendo possível verificar qual deles é mais determinante para o resultado final. Isso pode auxiliar em projetos futuros, para saber qual parâmetro vale mais a pena otimizar com o intuito de deixar o projeto o melhor possível.

No modelo desenvolvido, os principais fatores de incerteza são: Multiplicador do conversor AoH e a dimensão do cilindro de roda, portanto, o foco da análise de sensibilidade será nesses dois parâmetros, já que não se tem a certeza sobre os seus valores, é importante verificar quanto a saída do sistema varia com algum grau de mudança neles.

Foi estudado o impacto da variação dos principais parâmetros desconhecidos do modelo, sendo analisado o que ocorre com a distância de parada em cada caso, na tabela 6 a variação no multiplicador AoH e, na tabela 7 a variação no diâmetro do cilindro de roda.

É possível perceber que existe uma variação na distância de frenagem obtida, porém, o desempenho ainda está perto do esperado.

É interessante notar que, a partir de certo aumento aumento na razão do conversor AoH, a distância de frenagem permanece praticamente inalterada. Tal fato pode mostrar que, a partir do ponto em que o sistema de freios é capaz de suprir a máxima pressão

Tabela 6 – Influência do multiplicador AoH na distância de frenagem.

K	Distância de Frenagem
14	31,34
12	32,01
10	31,67
8	33,38
6	38,3

Tabela 7 – Influência do diâmetro do cilindro de roda na distância de frenagem.

D_{cr}	Distância de Frenagem
80	30,68
70	31,47
68	31,67
60	33,75
50	43,81

comandada pelo sistema ABS, o sistema perde a sensibilidade à variações na fator K. Notadamente, o ABS atuará abaixo de tal pressão o tempo todo, tendo à disposição pressão suficiente para levar o eixo à condição de deslizamento ideal.

Por outro lado, quando se diminui muito o valor de K, a distância de frenagem é consideravelmente aumentada. Provavelmente, isto se deve ao fato de, nesse caso, a pressão gerada no sistema hidráulico não ser capaz de frear o eixo até à condição de deslizamento ideal; simplesmente falta pressão para o sistema. Longe desta situação, o sistema simplesmente não utiliza toda a potência de frenagem disponível da interação solo-pneu, levando a um aumento considerável da distância percorrida até a parada total.

Analisando os resultados da tabela 7, de outro modo, é possível observar como a diferença no raio do cilindro de roda afeta quando este é reduzido, porém não tanto quando é aumentado acima de um certo valor.

Novamente, é razoável pensar que, atingido do valor mínimo de roda que proporcione a frenagem requisita pelo sistema ABS, o desempenho de frenagem do veículo não será tão afetado por isso. Tal fato ocorre porque, acima do limite inferior, o ABS irá regular o torque de frenagem fornecido às rodas de maneira similar. Conseqüentemente, será pequena a influência, a partir deste ponto, da variação da área do cilindro de roda.

De outra forma, é possível fazer uma analogia entre valores muito pequenos de K, como os menores mostrados na tabela 6, na qual o torque de frenagem produzido não é capaz de frear à roda até a condição de deslizamento ideal. Por conseqüente, o desempenho de frenagem é reduzido, uma vez que, novamente, não se emprega a máxima força de frenagem existente na relação pneu-solo.

8 CONCLUSÃO

O sistema de freios de um veículo é um dos conjuntos mais importantes do carro. Responsável por garantir a segurança dos passageiros em caso de imprevistos ou incidentes, a sua modelagem e plena compreensão é de suma importância, tanto para fins de manutenção e previsão de comportamento em situações adversas, como também para eventuais novos projetos veiculares. Neste contexto, a modelagem do sistema de freios ABS do Guarani é de grande valia para o Exército Brasileiro.

No presente projeto foi realizado um estudo completo sobre o funcionamento do sistema de freios, válvulas e ABS, tendo sido aplicados para a modelagem do sistema de freio do Guarani. Houve uma coleta dos dados do Guarani para ser criado um modelo o mais próximo da realidade possível.

Finalmente, foram realizadas variadas simulações com o intuito de prever o comportamento do veículo e a resposta do sistema para diversas condições de operação.

Deste modo, o trabalho proporcionou não somente uma ferramenta útil para o projeto, modelagem e simulação de eventuais novos veículos que possam ser desenvolvidos pela força terrestre brasileira, como também um oportuno aparato para previsão de performance, em diversas situações operacionais, de um veículo já cada vez mais presente no contexto do EB: o Guarani.

9 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente projeto contemplou a modelagem completa do sistema de freios hidropneumáticos da VBTP Guarani 6X6, com seu sistema ABS. Para tal, simulou-se o desempenho de frenagem do veículo quando trafegando sobre terrenos rígidos. No entanto, não foi observada a resposta para terrenos deformáveis.

Um campo de estudo permanece aberto, portanto, na avaliação do desempenho de frenagem em terrenos deformáveis.

Adicionalmente, é possível utilizar a modelagem aqui desenvolvida como ferramentas de base para o pré-projeto de um sistema de freios com ABS, estimando-se a sua performance antes mesmo da fase de prototipação.

REFERÊNCIAS

- ACUÑA, M. A.; RODRIGUES, G. S.; QUEIROZ, R. V. G.; LOPES, E. D. R. Modeling and dynamic analysis of a 6 x 6 heavy military truck by adaptive model predictive control with application to nato lane change test course. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, SAGE Publications Sage UK: London, England, p. 0954407020924156, 2020.
- AFTERMARKET, R. B. G. U. A. *Bosch Automotive Electrics and Automotive Electronics: Systems and Components, Networking and Hybrid Drive*. [S.l.]: Springer Vieweg, 2014.
- ALY, A. A.; ZEIDAN, E.-S.; HAMED, A.; SALEM, F. et al. An antilock-braking systems (abs) control: A technical review. *Intelligent Control and Automation*, Scientific Research Publishing, v. 2, n. 03, p. 186, 2011.
- APAROW, V. R.; AHMAD, F.; HUDHA, K.; JAMALUDDIN, H. Modelling and pid control of antilock braking system with wheel slip reduction to improve braking performance. *International Journal of Vehicle Safety*, Inderscience Publishers Ltd, v. 6, n. 3, p. 265–296, 2013.
- BENNETT, S. *Heavy duty truck systems*. [S.l.]: Cengage Learning, 2015.
- BRASILEIRO, E. *Manual Técnico Viatura Blindada de Transporte Pessoal - Guarani (VBTP 6X6 -MR)*. [S.l.].
- CARRYER, J. E.; OHLIN, R. M.; KENNY, T. W. Introduction to mechatronic design. In: . [S.l.: s.n.], 2010.
- COMMITTEE, S. V. D. et al. *Vehicle Dynamics Terminology. SAE J670e*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers. [S.l.]: Inc, 1978.
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. [S.l.]: Society of automotive engineers Warrendale, PA, 1992. v. 400.
- IOMBRILLER, S. F.; CANALE, A. C. Analysis of emergency braking performance with particular consideration of temperature effects on brakes. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences*, SciELO Brasil, v. 23, n. 1, p. 79–90, 2001.
- JAZAR, R. N. *Vehicle roll dynamics*. [S.l.]: Springer, 2008.
- LIMPERT, R. *Brake design and safety*. [S.l.]: SAE, 2011.
- LOPES, E. *Análise do comportamento dinâmico de um veículo leve 4 x 4 com sistema de controle de tração*. Tese (Doutorado) — Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Instituto Militar de . . . , 2015.
- LUGÃO, W. G. *Análise da aderência entre pneu e pavimento com Camada Porosa de Atrito no Aeroporto Internacional Tancredo Neves-MG*. Tese (Doutorado) — Tese de Doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, 2008.

- MOREIRA, A. L. *Análise do comportamento dinâmico de um veículo leve com sistema antibloqueio de rodas*. Dissertação (Mestrado) — Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, Brazil, 2000.
- NAUNHEIMER, B. B. H.; RYBORZ, J. *Fahrzeuggetriebe*. [S.l.]: Springer, 2019.
- OKYAY, A.; CIGEROGLU, E.; BAŞLAMİŞLI, S. Ç. A new sliding-mode controller design methodology with derivative switching function for anti-lock brake system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 227, n. 11, p. 2487–2503, 2013.
- OKYAY, A.; CIGEROGLU, E.; BAŞLAMİŞLI, S. Ç. A new sliding-mode controller design methodology with derivative switching function for anti-lock brake system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 227, n. 11, p. 2487–2503, 2013.
- OLIVEIRA, A. N. de; CAMPOS, C. G.; PERALTA, A. O.; NETO, R. T. da C.; CALDEIRA, A. B. Estudo de modelos de pneu segundo a teoria de julien e a fórmula mágica de pacejka. *Revista Militar de Ciência e Tecnologia*, v. 35, n. 1, p. 3–9, 2018.
- PACEJKA, H. *Tire and vehicle dynamics*. [S.l.]: Elsevier, 2005.
- PINTO, A. F. A.; VALENTIM, M. X. G.; PEIXOTO, P. S. Análise da dinâmica longitudinal e trafegabilidade da vbtp - mr6x6 guarani. *Projeto de Final de Curso, IME, Rio de Janeiro, RJ, 124p*, 2018.
- PRITCHARD, P. J.; MITCHELL, J. W. *Fox and McDonald's introduction to fluid mechanics*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2016.
- RANGELOV, K. Simulink model of a quarter-vehicle with an anti-lock braking system. 2004.
- SANTOS, E. d. Análise histórica de medição de atrito das pistas do aeroporto santos dumont-rj. *Monografia de Graduação, ITA, São José dos Campos, SP, 124p*, 2004.
- UNSAI, C.; KACHROO, P. Sliding mode measurement feedback control for antilock braking systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, IEEE, v. 7, n. 2, p. 271–281, 1999.
- WABCO. [S.l.]: WABCO Europe BVBA, 2018.
- WANG, X.; WANG, Q. Modeling and simulation of automobile anti-lock braking system based on simulink. *Journal of Advanced Manufacturing Systems*, World Scientific, v. 11, n. 02, p. 99–106, 2012.
- WONG, J. Y. *Theory of ground vehicles*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2008.

ANEXO A – ESQUEMA DO SISTEMA DE FREIO GUARANI

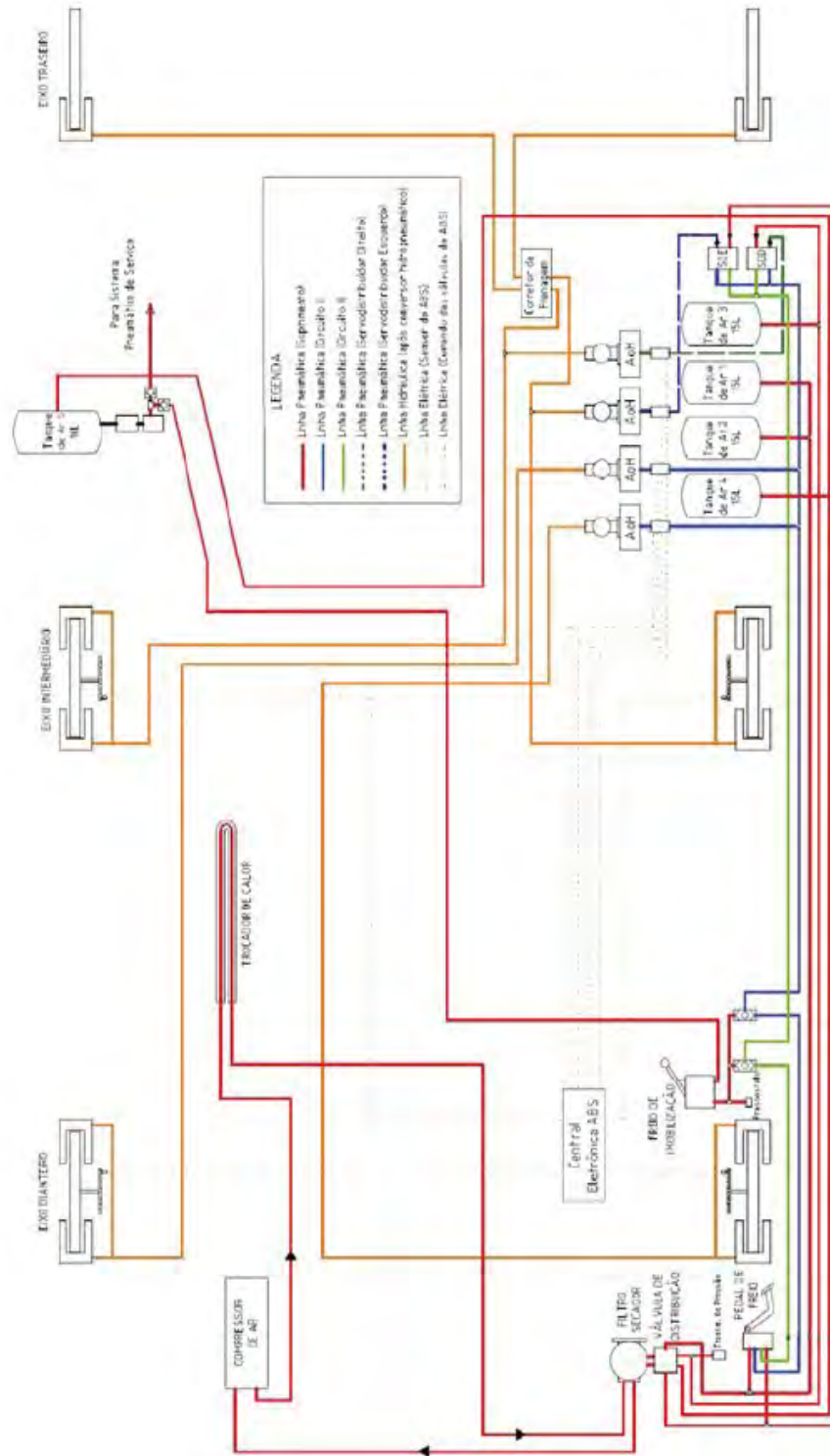


Figura 50 – Planta do sistema de Freios da VBTP Guarani