



**Universidade Federal de Campina Grande**

**Centro de Engenharia Elétrica e Informática**

Curso de Graduação em Engenharia Elétrica

ISABELLE DIAS DE CARVALHO DANTAS MAIA

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE DINÂMICA VEICULAR**

Campina Grande, Paraíba  
Junho de 2016

ISABELLE DIAS DE CARVALHO DANTAS MAIA

## MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE DINÂMICA VEICULAR

*Trabalho de Conclusão de Curso submetido à  
Unidade Acadêmica de Engenharia Elétrica da  
Universidade Federal de Campina Grande  
como parte dos requisitos necessários para a  
obtenção do grau de Bacharel em Ciências no  
Domínio da Engenharia Elétrica.*

Área de Concentração: Controle e Automação

Orientador:

Professor Péricles Rezende Barros, Phd.

Campina Grande, Paraíba  
Junho de 2016

ISABELLE DIAS DE CARVALHO DANTAS MAIA

## MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE DINÂMICA VEICULAR

*Trabalho de Conclusão de Curso submetido à  
Unidade Acadêmica de Engenharia Elétrica da  
Universidade Federal de Campina Grande  
como parte dos requisitos necessários para a  
obtenção do grau de Bacharel em Ciências no  
Domínio da Engenharia Elétrica.*

Área de Concentração: Controle e Automação

Aprovado em        /        /

**Professor George Acioli Júnior, D. Sc.**  
Universidade Federal de Campina Grande  
Avaliador

**Professor Péricles Rezende Barros, Phd.**  
Universidade Federal de Campina Grande  
Orientador, UFCG

*Aos meus familiares e amigos por toda  
compreensão e apoio dedicados a mim  
por todos esses anos.*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por me conceder sabedoria, discernimento, iluminar meu caminho e me fazer forte a cada obstáculo.

Agradeço aos meus pais, Rommel e Rosemere, que nunca mediram esforços para minha educação, por me permitirem ir à busca de meus sonhos, pela paciência e carinho.

Agradeço à minha irmã Cibelle, por ter compartilhado suas experiências, pelos conselhos, por toda fé e confiança depositada em meu sucesso.

Agradeço ao meu namorado Cândido, por estar sempre presente, por toda ajuda e palavras de incentivo, principalmente nessa reta final. A você minha gratidão e amor.

Agradeço as minhas avós Maria do Carmo e Otília, pelas orações e por todo o amor.

Agradeço aos mestres dessa jornada, em especial a Waslon Terllizzie, Péricles Barros, George Acioli, José Sérgio, Elmar Melcher, Joseana Fechine, Helder Pereira, Wamberto Queiroz, Edmar Gurjão e Washington Neves por toda a atenção e orientação.

Agradeço aos funcionários do departamento, Damásio Fernandes, Adail Ferreira e Tchaikowsky Oliveira por todo auxílio e prestatividade durante todos esses anos, sempre se fazendo disponíveis a ajudar.

Aos meus amigos, pela compreensão e valorosos conselhos, momentos de estudos e de lazer, e por toda contribuição que tiveram para o meu sucesso.

Aqueles, que não por menor importância, não foram citados, mas também tiveram contribuíram para a realização do sonho de adquirir o título de Bacharel em Engenharia Elétrica.

## RESUMO

Automóveis com tecnologia embarcada estão, cada vez mais, ganhando espaço no mercado, pelo conforto e principalmente segurança. Pesquisa do Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) – órgão de segurança de seguradoras nos Estados Unidos – indica que o número de acidentes fatais com veículos individuais caiu 50% no país, graças à aplicação de sistemas de controle de estabilidade [1]. Para o desenvolvimento de tais sistemas de controle veiculares faz-se necessário o estudo da dinâmica e modelagem do automóvel. Um dos sistemas diretamente relacionados a acidentes no trânsito é o sistema de freio. Com o desenvolvimento do Sistema de freios Anti-Travamento (ABS) esse processo de frenagem tem sido facilitado, permitindo o completo controle do veículo, pelo motorista, durante a frenagem, sendo possível o desvio de obstáculos assim como uma redução no tempo de parada. No trabalho é abordado a modelagem do movimento longitudinal do veículo tendo como foco a do sistema de freio e implementação do sistema ABS. Resultados da dinâmica do modelo estudado é verificado utilizando Matlab.

**Palavras-chave:** Sistema de freios, sistema ABS, modelagem, dinâmica do veículo, dinâmica da roda, simulação.

## ABSTRACT

Nowadays vehicles with embedded technology are becoming more popular for comfort and mainly for safety. A research from the Insurance Institute for Highway Safety (IIHS), USA, verifies that the number of car accidents, related do death, has reduced 50% in the country since implementation of stability control systems [1]. The development of this kind of systems requires a study about the vehicle dynamics and modeling. One of the systems related to car accidents is the braking system. Antilock brake systems (ABS) facilitate braking allowing the driver to keep the control of the vehicle and avoid obstacles during the braking process and also allow a reduction in the stopping distance. This project presents a study about the vehicle longitudinal movement model focusing on braking and the development and implementation of an ABS system. Results are obtained using the software Matlab.

**Keywords:** Braking system, ABS system, modeling, vehicle dynamics, wheel dynamics, and simulation.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1- Sistema de coordenadas do veículo .....	15
Figura 2 - Comparação coordenada do veículo e coordenada da terra.....	16
Figura 3 - Componentes do sistema de Propulsão.....	17
Figura 4 - Fluxo de potência no sistema propulsor .....	19
Figura 5 - Diagrama de forças atuando no veículo em plano inclinado .....	22
Figura 6 - Acoplamento dos sistemas veiculares.....	25
Figura 7 - Sistema de eixos roda .....	27
Figura 8 - Forças que atuam na roda .....	27
Figura 9 - Característica de pista .....	29
Figura 10 - Componentes do sistema de freio .....	30
Figura 11 - Componentes de um sistema de freios ABS.....	39
Figura 12 - Relação coeficiente de frenagem e força lateral .....	40
Figura 13 - Detalhe do sistema ABS .....	42
Figura 14 - Interface do simulador desenvolvido.....	46
Figura 15 - Variação de coeficiente de atrito com o escorregamento .....	49
Figura 16 - Velocidade sem ABS em pista seca.....	56
Figura 17 - Velocidade sem ABS em pista molhada.....	56
Figura 18 - Velocidade sem ABS em pista com neve .....	57
Figura 19 - Escorregamento sem ABS em pista seca.....	57
Figura 20 - Escorregamento sem ABS em pista molhada.....	58
Figura 21 - Escorregamento sem ABS em pista com neve .....	58
Figura 22 - Deslocamento sem ABS em pista seca .....	59
Figura 23 - Deslocamento sem ABS em pista molhada .....	59
Figura 24 - Deslocamento sem ABS em pista com neve .....	60
Figura 25 - Velocidade com ABS em pista seca .....	60
Figura 26 - Velocidade com ABS em pista molhada .....	61
Figura 27 - Velocidade com ABS em pista com neve.....	61
Figura 28 - Escorregamento com ABS em pista seca .....	62
Figura 29 - Escorregamento com ABS em pista molhada.....	62
Figura 30 - Escorregamento com ABS em pista com neve.....	63
Figura 31 - Deslocamento com ABS em pista seca.....	63
Figura 32 - Deslocamento com ABS em pista molhada.....	64
Figura 33 - Deslocamento com ABS em pista com neve .....	64



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Notação padrão SAE .....	16
Tabela 2 - Constantes características do veículo simulado .....	48
Tabela 3 - Coeficientes de Pacejka.....	48
Tabela 4 - Coeficientes das curvas de escorregamento .....	49

# SUMÁRIO

Agradecimentos .....	v
Resumo .....	vi
Abstract.....	vii
Lista de Ilustrações .....	viii
Lista de Tabelas .....	ix
Sumário.....	x
1 Introdução .....	12
1.1 Objetivos .....	12
1.2 Motivação .....	13
1.3 Estrutura.....	14
2 Modelagem Longitudinal do Veículo .....	15
2.1 Sistema de coordenadas .....	15
2.2 Análise interna: Sistema de propulsão.....	17
2.2.1 Composição.....	17
2.2.2 Modelagem.....	20
2.3 Análise externa .....	22
2.3.1 Resistência de aclave .....	22
2.3.2 Resistência aerodinâmica .....	23
2.3.3 Resistência de rolamento.....	24
2.4 Equação resultante .....	24
3 Modelagem Pneu/roda .....	25
3.1 Sistema de coordenadas .....	26
3.2 Modelagem .....	27
3.3 Fórmula Mágica.....	28
4 Sistema de Freio.....	30
4.1 Componentes .....	30
4.1.1 Pedal.....	31
4.1.2 Intensificador de freio ou servo-freio.....	31
4.1.3 Cilindro mestre.....	31
4.1.4 Válvulas.....	32
4.2 Modelagem .....	33
4.2.1 Modelagem sistema de freios.....	33
4.2.2 Modelagem forças externas.....	34

4.2.3	Equação geral .....	34
5	Sistema de freio ABS.....	37
5.1	História.....	37
5.2	Composição do sistema ABS.....	38
5.3	Funcionamento do sistema ABS.....	40
5.4	Vantagens do sistema ABS.....	42
5.5	Sistema ABS em diferentes tipos de solo .....	43
5.6	Modelagem .....	43
5.6.1	Roda .....	43
5.6.2	Veículo .....	44
5.7	Controle ABS.....	44
6	Simulador desenvolvido .....	46
6.1	Interface .....	46
6.1.1	Configurações para a simulação.....	47
6.1.2	Simulação.....	47
6.1.3	Plotes .....	47
6.2	Lógica utilizada.....	47
6.2.1	Frenagem sem o ABS.....	50
6.2.2	Frenagem com o ABS .....	51
6.3	Testes realizados e resultados .....	52
7	Conclusões .....	53
	Bibliografia.....	54
	Apêndices .....	56
	Apêndice A – Gráficos obtidos da simulação .....	56
	Apêndice B – Códigos.....	65

# 1 INTRODUÇÃO

O mercado automobilístico tem como objetivo o desenvolvimento de veículos cada vez mais independentes, para isso, são desenvolvidos sistemas de controle de forma a auxiliar o motorista em suas ações, e fazê-las com que ocorram sempre de forma ótima. Para o desenvolvimento de tais sistemas de controle faz-se necessário o estudo da dinâmica veicular, modelagem e simulação.

O estudo da dinâmica veicular pode ser dividido em três partes [2]: dinâmica longitudinal que compreende o movimento longitudinal do veículo e processos como frenagem e aceleração; a dinâmica lateral que corresponde à análise do comportamento do veículo em curvas e a dinâmica vertical. Para modelagem, o veículo pode ser dividido em diferentes subsistemas: chassi, suspensão, rodas, propulsão, frenagem, direção e contato pneu-solo [3].

Um dos sistemas que ganhou destaque nos últimos anos devido sua eficiência para auxílio de direção, sendo até obrigatório em alguns países como Brasil, EUA e países da Europa, é o sistema de freios ABS.

Os primeiros sistemas de freio ABS foram desenvolvidos para locomotiva com o objetivo de evitar pontos achatados na roda devido ao intenso atrito com o trilho para a parada [2]. O sistema utilizado era responsável pelo controle de pressão do freio para as rodas, fazendo com que não houvesse o travamento da roda, enquanto a locomotiva ainda estivesse com velocidade, evitando, dessa forma, o atrito intenso com uma única parte da roda e sua consequente deformação. Foi verificado que esse sistema não só prevenia a deformação da roda como reduzia o tempo de parada da locomotiva. O sistema foi então implementado em aviões para permitir uma frenagem mais rápida e com maior estabilidade, e posteriormente em veículos individuais [4].

## 1.1 OBJETIVOS

O principal objetivo do trabalho é o estudo da modelagem da dinâmica longitudinal veicular com foco no sistema de freios e o sistema de controle ABS, assim

como desenvolvimento de um simulador para obtenção de resultados com os modelos estudados.

O simulador busca representar de forma simplificada a dinâmica real do veículo, utilizando como entradas valores fornecidos pelo usuário. São obtidos resultados quanto ao sistema de freios ABS para diferentes condições de superfícies de frenagem.

## 1.2 MOTIVAÇÃO

O desenvolvimento de sistemas de controle automotivos além de promoverem conforto, vem se mostrando eficiente para maior segurança no trânsito. De acordo com pesquisa do *Insurance Institute for Highway Safety* (IIHS) – órgão de segurança de seguradoras nos Estados Unidos - já foi verificada uma redução de 50% de acidentes fatais com veículos individuais nos EUA, dada a aplicação de sistemas de controle de estabilidade [1].

Um dos sistemas veiculares de maior impacto na segurança no trânsito é o sistema de freio. O foco mais específico no estudo de sistemas de freio é o tempo de frenagem e a capacidade de manter o controle do veículo durante o processo. Em situação de estresse o motorista tende a pisar bruscamente no pedal do freio, dessa forma, uma grande pressão é transmitida para as rodas, o que pode provocar o travamento da roda (sua velocidade é levada a zero) enquanto o veículo ainda possui velocidade, dessa forma, o motorista perde o controle sobre o veículo já que a roda não mais responderá ao sistema de direção. Para evitar situações como essa, foram implementados sistemas de freio ABS.

O sistema de freio ABS permite que o sistema de freio trabalhe sempre com coeficiente de atrito pneu-solo em ponto ótimo, aumentando a vida útil do pneu, permite uma frenagem em tempo reduzido assim como o controle do veículo, pelo motorista, durante todo o processo.

Esse trabalho apresenta como proposta o estudo da dinâmica veicular, do sistema de frenagem e modelo do freio ABS, uma análise comparativa entre veículos que possuem o sistema e os que são ausentes e traz como contribuição o desenvolvimento de um simulador para ilustrar as modelagens estudadas previamente.

### 1.3 ESTRUTURA

O presente trabalho encontra-se estruturado em sete capítulos, sendo o capítulo 1 a introdução.

No capítulo 2 é analisada a dinâmica longitudinal veicular que é a dinâmica base para a análise do processo de frenagem.

Em seguida, no capítulo 3 é apresentada a dinâmica da roda, que juntamente com a dinâmica longitudinal do veículo permite a obtenção do escorregamento do veículo que é a ferramenta utilizada pelo controlador ABS.

Na próxima etapa, capítulo 4, é explicado o funcionamento do sistema de freios, considerando os fenômenos que interferem no processo.

Posteriormente, no capítulo 5 é introduzido o sistema de freio ABS, sua história, composição, funcionamento, características e vantagens.

No capítulo 6 é apresentado o simulador desenvolvido e os resultados obtidos nele, utilizando os modelos estudados nos capítulos anteriores.

O trabalho é finalizado no capítulo 7 com as conclusões obtidas e propostas de trabalhos futuros.

## 2 MODELAGEM LONGITUDINAL DO VEÍCULO

A dinâmica veicular pode ser compreendida a partir do estudo das dinâmicas longitudinal, lateral e vertical. O sistema de freio tem sua principal ação na dinâmica longitudinal, dessa forma, sendo o foco do trabalho o desenvolvimento do sistema de controle de freio ABS, o capítulo trata da dinâmica que é a base para o desenvolvimento de tal sistema.

O movimento longitudinal pode ser entendido a partir de uma abordagem interna, que inclui o sistema de propulsão do veículo, e uma abordagem externa, onde são consideradas as forças externas que agem durante o movimento do veículo. Para o desenvolvimento da modelagem do sistema inicialmente é preciso definir o sistema de coordenadas a ser utilizado.

### 2.1 SISTEMA DE COORDENADAS

O sistema de coordenadas utilizado para a modelagem da dinâmica longitudinal segue o padrão de coordenadas e notação do SAE (*Society of Automotive Engineers*). Na figura 1 é mostrado o sistema de coordenadas do veículo, considerando-o como uma massa única localizada no seu centro geométrico. Esse sistema é fixo, segue o movimento do veículo e obedece a regra da mão direita.

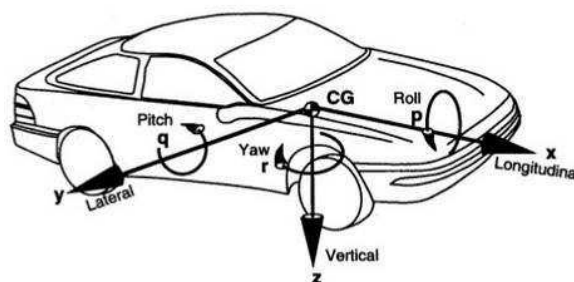


Figura 1- Sistema de coordenadas do veículo

Fonte: Modificado de [5]

O movimento do veículo é definido em função de sua velocidade translacional e angular e suas componentes nos três eixos. Na tabela 1 é mostrada a notação padrão utilizada.

Tabela 1- Notação padrão SAE

Eixo	Velocidade translacional	Deslocamento angular	Velocidade angular	Componente de força	Componente de momento
x	u (longitudinal)	$\phi$	p ou $\dot{\phi}$	$F_x$	$M_x$
y	v (lateral)	$\theta$	q ou $\dot{\theta}$	$F_y$	$M_y$
z	w (vertical)	$\psi$	r ou $\dot{\psi}$	$F_z$	$M_z$

Fonte: Autor, baseado em [2]

Comparando o sistema fixo de coordenadas do veículo, x, y, z em relação a um sistema de coordenadas da terra, X, Y, Z, Figura 2, são obtidos a posição angular do veículo, o ângulo de direção e o ângulo de derrapagem. A posição angular do veículo é dada pelo ângulo entre x do sistema de coordenadas do veículo e X do sistema de coordenada da terra, é representado por  $\psi$ . O ângulo de direção é o ângulo entre o vetor de velocidade do veículo e o eixo X do sistema de coordenada da terra, representado por  $\nu$ . O ângulo de derrapagem é o ângulo entre o vetor de direção do veículo e o eixo x do sistema de coordenada do veículo, dado por  $\beta$ .

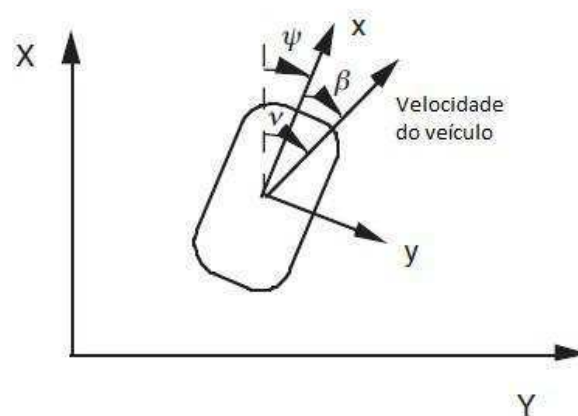


Figura 2 - Comparação coordenada do veículo e coordenada da terra

Fonte: Modificada de [2]



## 2.2 ANÁLISE INTERNA: SISTEMA DE PROPULSÃO

### 2.2.1 COMPOSIÇÃO

O sistema de propulsão é constituído por motor, um sistema de acoplamento entre motor e transmissão que pode ser composto por embreagem e caixa de marcha, um sistema de transmissão automático ou CVT; eixo de transmissão e diferencial e semi-eixos para distribuição de potência no sistema e rodas [6]. A figura 3 ilustra os principais componentes do sistema de propulsão.

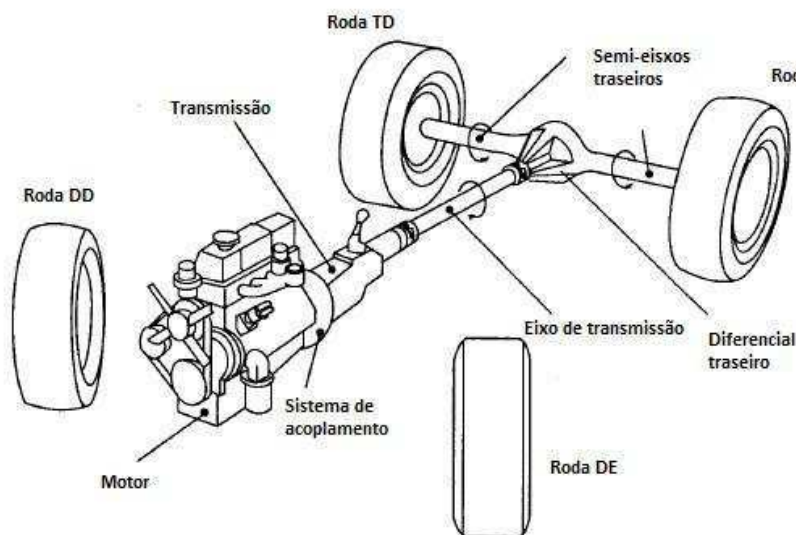


Figura 3 - Componentes do sistema de Propulsão

Fonte: Modificada de [7]

- Motor

O motor é o primeiro componente do sistema de propulsão, no qual será gerado um torque propulsor devido à combustão interna (esse fenômeno não será tratado no trabalho). Esse torque propulsor deve chegar às rodas para a locomoção do veículo, no entanto, o torque que chega não é o mesmo gerado no motor devido a perdas no caminho motor-rodas por inércia dos componentes rotativos, perdas internas e de carga. Dessa forma, o torque gerado deve ser suficientemente grande para superar essas perdas. A Figura 4 apresenta um diagrama do fluxo de potência no sistema propulsor.

O torque propulsor é controlado pela abertura da borboleta do pedal do acelerador, que determina o percentual de aceleração passada pelo motorista. No diagrama da figura 4 esse controle é representado pela variável *WOT* (*Wide Open throttle*).

- Embreagem

A embreagem é encontrada em veículos com câmbio e transmissão manual, e consiste de um conjunto de discos que conecta o eixo do motor ao eixo de entrada da transmissão. Quando acionada, a embreagem permite a passagem de potência do motor para a transmissão sem perdas. Na figura 4, a embreagem é controlada pelo sinal de *WOC* (*Wide Open Clutch*).

- Transmissão

A transmissão, ou caixa de marcha, corresponde ao conjunto de engrenagens, onde cada engrenagem possui uma razão numérica diferente para relacionar a rotação do motor à rotação do eixo, representando as diferentes marchas do veículo. Ela funciona como um multiplicador de força e/ou velocidade do motor, permitindo que o mesmo forneça às rodas a força adequada para o deslocamento do veículo. Quanto maior a rotação do motor em relação à rotação do eixo, maior será a força e menor a velocidade.

- Diferencial

O diferencial corresponde a um conjunto de engrenagens montadas de forma a permitir diferentes velocidades nos eixos conectados a ele. No diagrama da figura 4 pode ser verificada a existência de diferencial central, diferencial de eixo dianteiro e diferencial de eixo traseiro. O diferencial central é responsável pela distribuição do esforço proveniente do acoplamento motor-transmissão para o eixo de transmissão dianteiro e traseiro, já o diferencial de eixo dianteiro ou traseiro é responsável pela transmissão do torque proveniente do respectivo eixo para os semi-eixos e rodas.

- Eixo de transmissão

O eixo de transmissão conecta o diferencial central aos diferenciais dianteiro e traseiro.

- Semi-eixo

O semi-eixo é responsável pela ligação do diferencial à roda. No caso de tração em duas rodas, o diferencial central é ligado diretamente às rodas pelos semi-eixos, já para o caso de tração em quatro rodas, o diferencial central é conectado ao diferencial de cada eixo que é então conectado às rodas pelo semi-eixo, conforme mostra na figura 4.

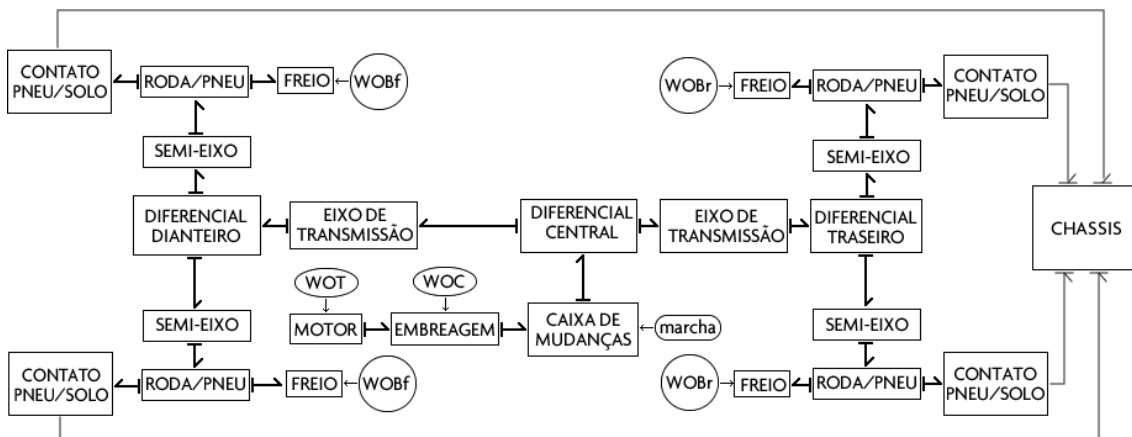


Figura 4 - Fluxo de potência no sistema propulsor

Fonte: Modificada de [3]

Na figura 4 é representado o diagrama de fluxo de potência do sistema de propulsão. A potência é gerada pelo motor, que é proporcional a abertura da borboleta do pedal do acelerador, representado por WOT. Para a passagem da potência gerada no motor para a transmissão, sem perdas, é necessária a abertura do pedal da embreagem, controlada por WOC. A potência é então amplificada na transmissão e chega ao diferencial central que é responsável pela passagem da potência para o eixo de transmissão dianteiro e traseiro. Do eixo de transmissão, a potência é passada para o diferencial dianteiro e traseiro de cada eixo, para os semi-eixos correspondente e finalmente para a roda/pneu. Na roda/pneu tem a atuação do contato pneu/solo e atuação do sistema de frenagem que é controlado por WOBf.

## 2.2.2 MODELAGEM

Como dito, o torque entregue as rodas é diferente do torque gerado pelo motor, já que, do torque gerado pelo motor devem ser descontados o que é requerido para retirar os elementos rotativos veiculares da inércia [7] e perdas mecânicas no percurso de transmissão do torque.

### 2.2.2.1 PERDAS POR INÉRCIA

O torque gerado pelo motor é dado por  $T_e$ . O torque pela embreagem, que é a entrada do sistema de transmissão, será o torque produzido pelo motor reduzido do valor de torque necessário para retirar o motor da inércia.

$$T_c = T_e - I_e \alpha_e \quad (1)$$

Sendo  $T_c$  o torque na embreagem,  $I_e$  a inercia rotacional do motor e  $\alpha_e$  é a aceleração rotacional do motor. O torque na saída da transmissão, ou caixa de marcha, que é o torque no diferencial central, é obtido reduzindo-se, do torque da entrada da transmissão, as perdas inerciais na transmissão e eixos e amplificando-o pela relação de entrada de marcha.

$$T_d = (T_c - I_t \alpha_e) N_t \quad (2)$$

Onde  $T_d$  é o torque na saída da transmissão,  $I_t$  a inercia rotacional da transmissão e  $N_t$  é a relação numérica inicial de marcha da transmissão. O torque entregue no eixo para acelerar a roda e fornecer a força de tração é amplificado pela razão final de marcha da transmissão e reduzido pela inércia dos componentes entre o diferencial central e o ponto final.

$$T_{ax} = F_x r_w + I_w \alpha_w = (T_d - I_d \alpha_d) N_f \quad (3)$$

Onde  $T_{ax}$  é o torque no eixo,  $F_x$  é a força de tração exercida pela roda no solo,  $r_w$  é o raio da roda,  $I_w$  é a inercia rotacional da roda e eixo,  $\alpha_w$  é a aceleração rotacional da roda,  $I_d$  é a inercia rotacional do eixo de transmissão,  $\alpha_d$  a aceleração rotacional do eixo de transmissão,  $N_f$  a relação final da transmissão.

As acelerações do motor, da roda e do eixo de transmissão são relacionadas pela relação numérica  $N_f$  e  $N_t$ .

$$\alpha_d = N_f \alpha_w \text{ e } \alpha_e = N_t \alpha_d = N_t N_f \alpha_w \quad (4)$$

Dessa forma, substituindo as equações de 1 e 2 na equação 3 e utilizando a relação das acelerações mostrada na equação 4, a força de tração exercida pela roda no solo é dada por:

$$F_x = \frac{T_e N_{tf}}{r_w} - \{(I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w\} \frac{u}{r_w^2} \quad (5)$$

Onde  $u$  é a aceleração rotacional da roda  $\alpha_w$  vezes o raio da roda,  $r_w$  e  $N_{tf}$  é a multiplicação das relações de transmissão  $N_t N_f$ .

#### 2.2.2.2 PERDAS MECÂNICAS

A resistência mecânica é referente às perdas que ocorrem no próprio veículo para a transmissão da potência gerada no motor até as rodas. Nesse percurso há perdas na caixa de cambio, no eixo cardam, no diferencial, nos mancais e outros pontos [7]. Essa perda mecânica pode ser representada a partir do rendimento.

Essas perdas reduzem o torque do motor proporcionalmente ao produto dos rendimentos dos componentes individuais. A potência efetiva que chega as rodas é então dada por:

$$P_w = P_e \eta_m \quad (6)$$

Onde  $P_w$  é a potência que atinge as rodas,  $P_e$  a potência gerada pelo motor e  $\eta_m$  é o rendimento mecânico do veículo.

Dessa forma, as perdas mecânicas podem ser representadas por:

$$P_m = P_e (1 - \eta_m) \quad (7)$$

Sendo  $P_m$  a potência mecânica perdida.

Em geral, o rendimento mecânico do veículo se encontra na faixa de 80%-90% dependendo da marcha utilizada e componentes do veículo [7].

Em termos de torque, a força de tração final fica então representada por:

$$F_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_m}{r_w} - \{(I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w\} \frac{u}{r_w^2} \quad (8)$$

## 2.3 ANÁLISE EXTERNA

Na figura 5 é representado o diagrama de forças de um carro se movimentando em uma pista com aclive. O modelo apresentado é dito modelo de duas rodas, onde os eixos dianteiros e traseiros são representados por apenas uma roda cada. O subíndice “f”, na figura, é associado às forças que atuam no eixo dianteiro e o subíndice “r” às forças que atuam no eixo traseiro.

Analisando a figura 5 é possível perceber que o movimento é composto por 4 forças, a força de tração, a favor do movimento, resultado do torque propulsor do motor e 3 forças de oposição ao movimento que são as forças de aclive (componente longitudinal da força peso -  $D_s$ ), aerodinâmica ( $D_A$ ) e rolamento ( $R_x$ ).

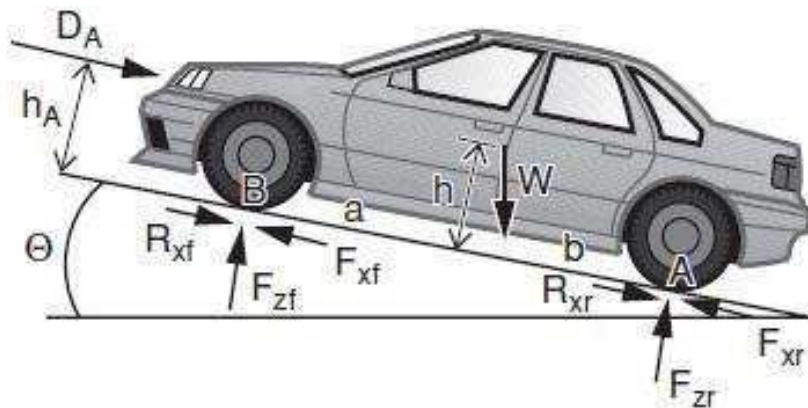


Figura 5 - Diagrama de forças atuando no veículo em plano inclinado

Fonte: Modificada a referência [2]

### 2.3.1 RESISTÊNCIA DE ACLIVE

A resistência de aclive é dada pelo efeito da força da gravidade, que age sobre o carro, durante seu movimento. Considerando o peso do carro concentrado no seu centro geométrico, a força de aclive é dada por:

$$D_s = W \sin \theta \quad (9)$$

Na fórmula  $D_s$  é a força de resistência de aclone,  $W$  é a força peso do veículo,  $\theta$  é a inclinação da pista. No caso de ser um declive, o movimento é facilitado e o ângulo utilizado apresentará um valor negativo.

### 2.3.2 RESISTÊNCIA AERODINÂMICA

A resistência aerodinâmica no movimento longitudinal é resultado de: resistência de forma, que é referente ao desprendimento da camada limite de ar, causando uma turbulência que prejudica o movimento do veículo; resistência de corrente, devido à penetração de ar no interior do veículo e resistência ao atrito devido à viscosidade do ar em contato com a superfície do veículo [6]. A resistência aerodinâmica,  $D_A$ , vista na figura 5 é então dada por:

$$D_A = q C_d A \quad (10)$$

Onde  $q$  é a pressão dinâmica,  $C_d$  o coeficiente de resistência aerodinâmica e  $A$  a área de seção transversal do veículo.

A pressão dinâmica é dada por:

$$q = 0.5 \rho u_r^2 \quad (11)$$

Onde  $\rho$  é a densidade relativa do ar e  $u_r$  a velocidade relativa entre ar e veículo. Sendo a velocidade relativa dada pela soma das velocidades do ar e do veículo.

$$u_r = u_v + u_a \quad (12)$$

Onde  $u_v$  é velocidade do veículo e  $u_a$  a velocidade do vento. Substituindo (12) em (11) e o resultado em (10) a força de resistência aerodinâmica é dada por:

$$D_A = 0.5 \rho C_d A (u_v + u_a)^2 \quad (13)$$

### 2.3.3 RESISTÊNCIA DE ROLAMENTO

A resistência de rolamento é resultado do atrito e deformação do pneu em relação à pista. Ela pode ser dada em função da força normal nas rodas [2].

$$R_x = fF_z = f(W \cos \theta) \quad (14)$$

Onde  $F_x$  é a força de resistência de rolamento,  $F_z$  a força normal da roda e  $f$  o coeficiente de resistência de rolamento. Na expressão mostrada, a força de resistência de rolamento já é considerada a soma das forças normais traseiras e dianteiras, utilizando o valor da força peso do centro geométrico.

## 2.4 EQUAÇÃO RESULTANTE

A equação resultante que representa o movimento longitudinal do veículo, é dada analisando o figura 5 pela segunda Lei de Newton:

$$m\dot{u} = N_w F_x - 0.5\rho C_d A(u_v + u_w)^2 - fW \cos \Theta - W \sin \Theta \quad (15)$$

Sendo  $N_w$  o número de rodas do veículo. Nessa equação é considerado que, em todas as rodas do veículo, é aplicada a mesma força de tração.

No caso de haver algum sistema conectado ao carro, como uma carroceria, será levado em conta mais uma força contrária ao movimento, que é a força de tração de barra. Essa força possui componente no eixo longitudinal e vertical. No trabalho, será considerado o veículo sem acoplamento.



### 3 MODELAGEM PNEU/RODA

O sistema pneu-roda é o elemento de maior importância na dinâmica veicular, já que é responsável pelo contato do veículo com o solo o que vai gerar as forças e momentos necessários para o movimento do veículo. Esse sistema promove a integração dos componentes veiculares e é nele que as ações de controle são desempenhadas. A figura 6 ilustra um diagrama explicativo dos acoplamentos realizados entre os subsistemas veiculares com o pneu e as ações e reações.

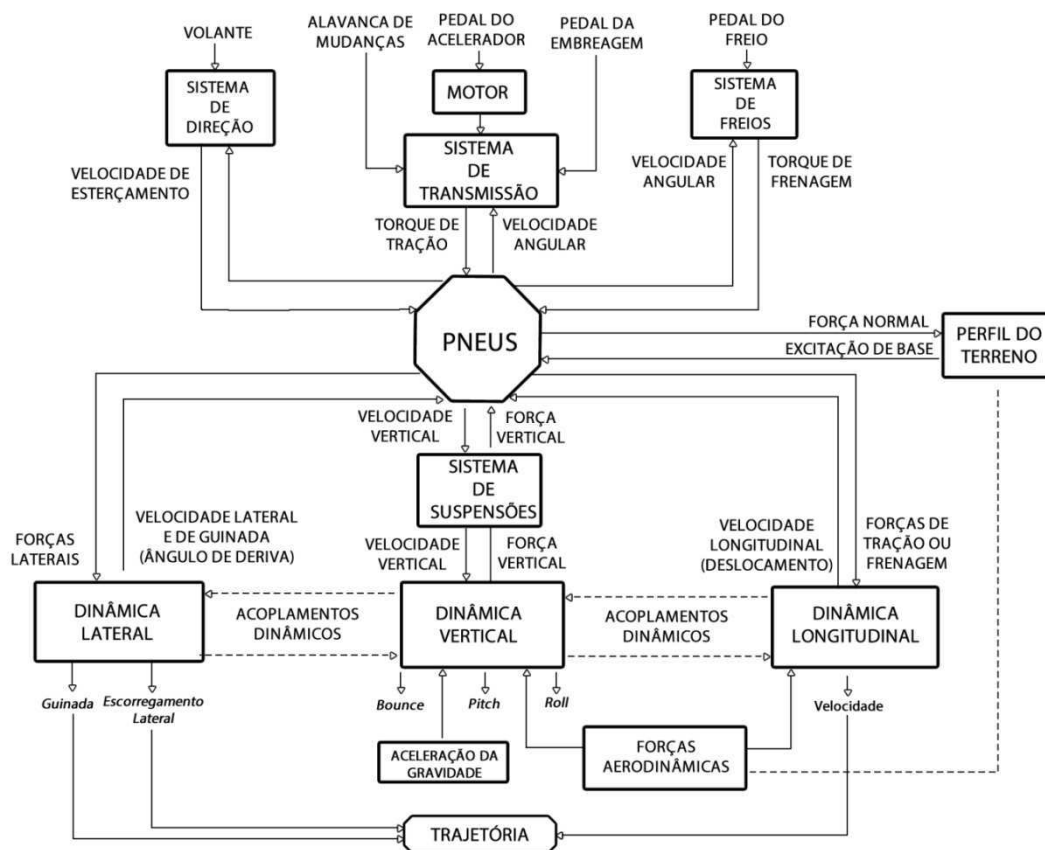


Figura 6 - Acoplamento dos sistemas veiculares

Fonte: modificado de [3]

A dinâmica veicular pode ser dividida em subsistemas compostos por sistema de atuação e suspensão, dinâmicas principais e influencia externa. Do sistema de atuação fazem parte os sistemas de direção, propulsão e frenagem. O sistema de direção é

responsável pela passagem do ângulo de esterçamento para as rodas quando feito alguma variação de direção pelo motorista.

O sistema possui como entrada o volante e obedece a geometria de Ackermann [7]. Já o sistema de propulsão é composto por motor e sistema de transmissão, como visto, que é responsável pela geração do torque propulsor e a distribuição para as rodas, recebendo como entradas a alavanca de mudança de marcha, o pedal do acelerador e o da embreagem.

O sistema de freios é responsável por gerar o torque de frenagem a fim de reduzir a velocidade do veículo, recebendo como entrada a posição do pedal do freio acionado pelo motorista. O sistema de suspensão possui a função de proporcionar conforto aos ocupantes do veículo, minimizando a transferência do movimento vertical dos pneus para o corpo do veículo (chassis). As saídas desses subsistemas agem diretamente nos pneus gerando forças verticais, laterais e longitudinais, que serão passadas às dinâmicas principais do veículo.

A dinâmica vertical trata dos movimentos do veículo no sentido vertical, incluindo o sistema de suspensão, forças normais, e gerando movimentos de *bounce*, *pitch* e *roll*. O *bounce* corresponde ao movimento vertical puro, o *pitch* ao movimento de acoplamento das dinâmicas vertical e longitudinal, e o *roll* ao acoplamento das dinâmicas vertical e lateral.

A dinâmica lateral é analisada quando o veículo se encontra em curva. Ela inclui as forças laterais das quatro rodas que determinam os deslocamentos, velocidades e acelerações laterais, ao longo do eixo lateral e em torno do seu eixo vertical e produz movimentos de guinada e escorregamento lateral, também produzindo o ângulo de deriva, que determina o deslizamento do pneu durante um movimento curvilíneo.

Já a dinâmica longitudinal trata dos movimentos do veículo no sentido longitudinal, recebe as forças de tração e frenagem que são responsáveis por alteração de velocidade no veículo. A velocidade, juntamente com os movimentos da dinâmica lateral, influencia na trajetória do veículo.

### 3.1 SISTEMA DE COORDENADAS

Para a modelagem do sistema pneu-roda é utilizado o sistema de eixos sugerido pela SAE, mostrado na figura 7. O eixo x tem o sentido positivo apontando para frente

do veículo, o eixo z tem o sentido positivo para baixo e o y de acordo com a regra da mão direita. Três forças e três momentos agem sobre o pneu a partir do solo que são a força longitudinal de tração  $F_x$ , a força vertical normal  $F_z$  e a força lateral  $F_y$ . E os momentos de capotamento  $M_x$ , de rolamento  $M_y$  e de alinhamento  $M_z$ . Na figura também são mostrados o ângulo de deriva  $\alpha$  e o ângulo de cambagem  $\gamma$ .

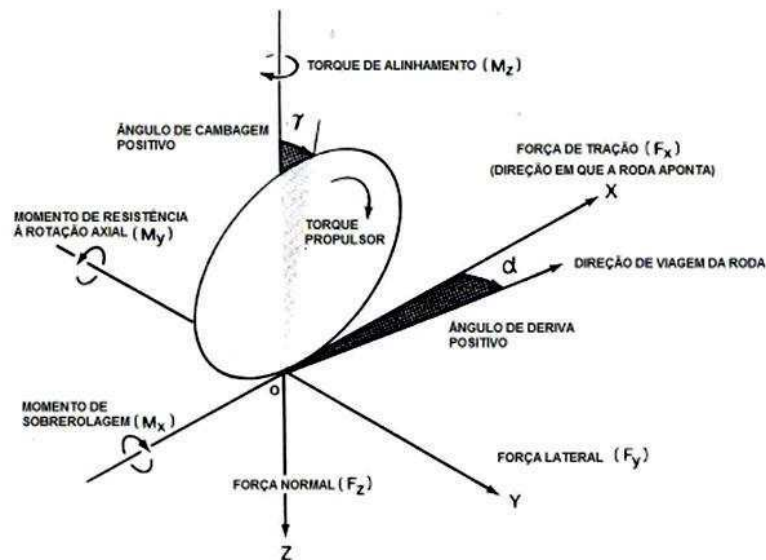


Figura 7 - Sistema de eixos roda

Fonte: Obtida de [3]

## 3.2 MODELAGEM

A modelagem do sistema pneu-roda, na direção longitudinal é feita a partir da análise do movimento da roda em torno do seu próprio eixo. Na figura 8 são representadas as forças que atuam em uma roda do veículo.

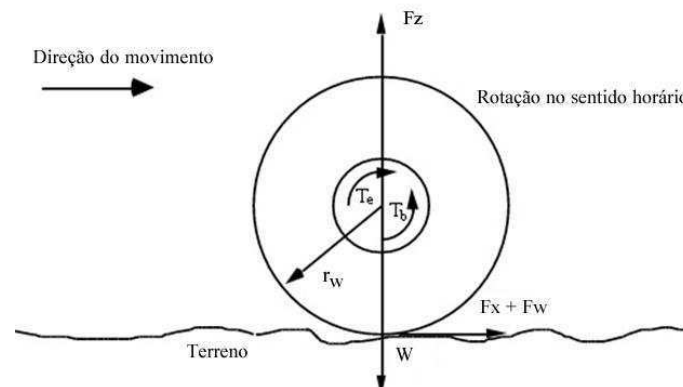


Figura 8 - Forças que atuam na roda

Fonte: Obtida de [8]

Observando a figura 8, a equação do movimento da roda é dada aplicando a segunda lei de Newton para o movimento rotacional.

$$\dot{\omega}_w J_w = [T_e - T_b - T_w - r_w F_x] \quad (16)$$

Onde,  $T_e$  é o torque do motor,  $T_b$  é o torque aplicado a cada roda devido ao freio,  $r_w F_x$  é a reação do torque em cada roda devido à força de tração e  $T_w$  é o torque devido ao atrito do pneu. Esse torque depende da velocidade de rotação do pneu. Considerando o modelo de atrito seco e viscoso o torque pode ser dado por:

$$T_w = f_w F_z + b_w \omega_w \quad (17)$$

Onde  $f_w$  o coeficiente de resistência de rolamento do pneu e  $b_w$  o coeficiente de atrito seco e viscoso.

### 3.3 FÓRMULA MÁGICA

No contato do pneu com a pista as perdas são dependentes do material do pneu e da característica da pista em que o veículo trafega.

Para a transmissão de força longitudinal do pneu para a superfície de contato, a força de tração, há um escorregamento devido a flexibilidade e aderência do pneu ao solo [6]. O escorregamento é dado por:

$$\lambda = \frac{u_w - u_v}{u_w} \quad (18)$$

Onde  $\lambda$  é o escorregamento,  $u_v$  a velocidade longitudinal do veículo e  $u_w$  a velocidade do pneu. Observando a equação (18) é possível concluir que quanto maior a velocidade da roda, maior o escorregamento, da mesma forma, quanto maior a força a ser transmitida, mais irregular ou molhada a pista, maior o escorregamento. O coeficiente de atrito entre pneu e solo pode ser dado em função do valor do escorregamento. Cada tipo de pista terá uma curva característica específica como pode ser observado na figura 9.

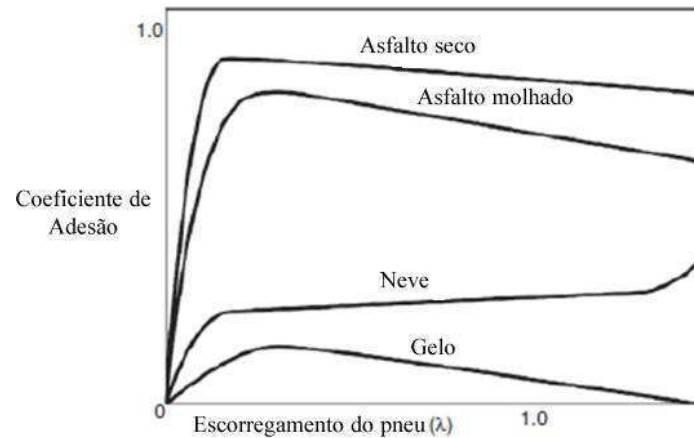


Figura 9 - Característica de pista

Fonte: Modificada de [2]

O modelo de Pacejka [9] ou formula mágica permite o desenvolvimento dessa relação entre pneu e pista dado características do pneu. A fórmula geral de Pacejka é dada por:

$$y(x) = D \sin\{C \tan^{-1}[B x - E(B x - \tan^{-1}(Bx))]\} \quad (19)$$

$$Y(x) = y(x) + S_v \quad (20)$$

$$x = X + S_h \quad (21)$$

Onde Y é a variável de saída do sistema e X a de entrada, D o valor de pico da curva, C o fator de forma, B a rigidez, E o fator de curvatura,  $S_h$  a compensação horizontal e  $S_v$  a compensação vertical,  $y$  é o coeficiente de atrito,  $\mu$  e  $x$  é o coeficiente de escorregamento,  $e$ . Utilizando esse modelo é possível obter os valores das constantes A, B, C, D e E, para os diferentes tipos de pista.

## 4 SISTEMA DE FREIO

### 4.1 COMPONENTES

Os principais componentes do sistema de freio são: o pedal do freio, o servo-freio ou intensificador, cilindro mestre, e válvulas [10].

Existem dois tipos de freio, o freio a tambor e freio a disco. Os freios possuem o mesmo princípio de funcionamento que é de frear o veículo a partir de força de atrito. No freio a tambor, no momento em que o pedal do freio é acionado, a pressão é transmitida até o cilindro mestre que contém pistões que empurram as sapatas do tambor, que são estruturas que alojam as lonas, em direção oposta contra a superfície interna do tambor, que gira em conjunto com a roda. Presas as sapatas, as lonas, feitas de amianto (maior vida útil do que as pastilhas), entram em contato com a superfície do tambor produzindo atrito e promovendo a frenagem do carro. Já o freio a disco, possui discos presos ao cubo da roda, os quais são comprimidos por pastilhas o que gera o atrito para frear o veículo. Normalmente se utiliza o freio a disco nas rodas dianteiras e freio a disco ou tambor nas traseiras. Na figura 10 são mostrados os principais componentes do sistema de frenagem.

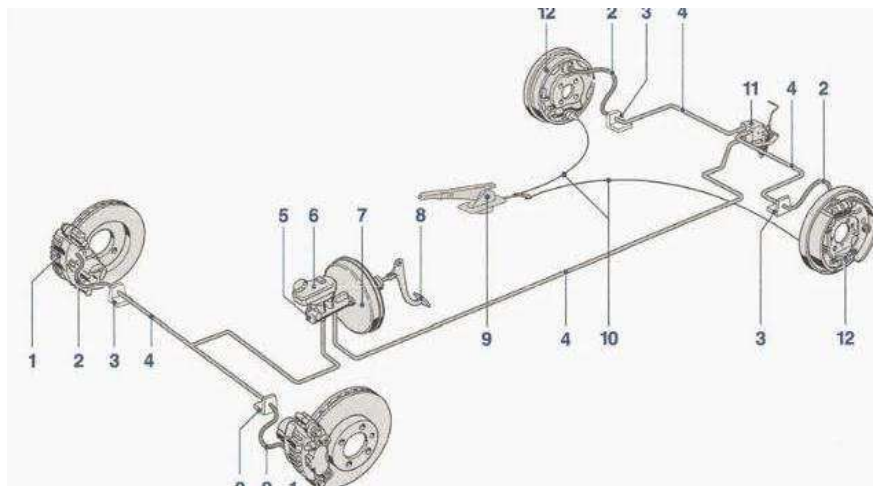


Figura 10 - Componentes do sistema de freio

Fonte: Modificada de [4]

Onde estão descritos,

- 1: freio a disco dianteiro;
- 2: flexível de freio;
- 3: conexão hidráulica;
- 4: tubo;
- 5: cilindro mestre;
- 6: reservatório;
- 7: servo-freio;
- 8: pedal de acionamento;
- 9: alavanca do freio de estacionamento;
- 10: cabo de acionamento do freio de estacionamento;
- 11: válvula proporcionadora sensível à carga;
- 12: freio a tambor traseiro.

#### 4.1.1 PEDAL

O pedal, parte do sistema que o motorista tem contato direto, é composto por um braço, *pad* e um *pivot* de articulação. O pedal do freio é conectado diretamente ao cilindro mestre a quem transmite força de freio.

#### 4.1.2 INTENSIFICADOR DE FREIO OU SERVO-FREIO

O intensificador de freio é conectado ao cilindro mestre e serve para intensificar a pressão de freio gerada quando o pedal é pressionado. O intensificador permite reduzir a força manual necessária para atuar o freio.

#### 4.1.3 CILINDRO MESTRE

O cilindro mestre é responsável por fornecer um reservatório de fluido de freio. Ele possui um pistão de direção do circuito hidráulico. Por questão de segurança, os veículos atuais contem um cilindro mestre duplo onde cada pistão de cada cilindro é alimentado pelo próprio reservatório e impulsiona o freio em duas rodas, dessa forma, se houver vazamento em algum dos sistemas, ainda será possível efetuar o freio.

Normalmente, cada cilindro é conectado com rodas nas diagonais (um cilindro é conectado a roda dianteira direita e traseira esquerda e o outro a dianteira esquerda e traseira direita) de forma a manter a estabilidade do veículo no caso de falha em algum dos sistemas [12].

Outra configuração é manter um cilindro para as rodas dianteiras e o outro para as rodas traseiras.

#### 4.1.4 VÁLVULAS

- Válvula proporcional

Durante o processo de frenagem, há uma transferência de massa para a parte frontal do veículo, dessa forma, as rodas frontais tem possibilidade de obtenção de maiores forças de frenagem. A válvula proporcional distribui a pressão no freio de forma a permitir uma pressão de freio maior nas rodas frontais do que nas traseiras. As rodas dianteiras chegam a gerar até 70% da força total de frenagem [10].

- Interruptor de pressão diferencial

Devido a maioria dos veículos serem de cilindro duplo, há um dispositivo para alertar o motorista no caso de perda de pressão em algum dos circuitos hidráulicos.

- Válvula reguladora

Durante o sistema de frenagem é preferível que o freio seja aplicado inicialmente nos pneus traseiros o que permite uma estabilidade maior para o processo. Os sistemas de freio a tambor se energizam só, o que leva um tempo maior para iniciar o processo de frenagem do que no caso do freio a disco.

Dessa forma, para o caso de veículos com sistemas de freio a disco nos pneus dianteiros e sistemas de freio a tambor nos pneus traseiros, é necessária a válvula reguladora para atrasar a pressão de freio nos pneus dianteiros e permitir que o freio seja aplicado inicialmente nos pneus traseiros.



## 4.2 MODELAGEM

Para a modelagem da dinâmica de frenagem é importante a análise da modelagem do sistema de freios, interna ao veículo, e das forças que agem sobre o veículo.

### 4.2.1 MODELAGEM SISTEMA DE FREIOS

No trabalho será realizada uma modelagem simples, mas eficiente, do sistema de freios já que, se considerado todos os fatores relevantes, a equação do torque do freio iria conter mais de 27 termos [6].

O torque produzido pelo freio gera uma força no solo a fim de desacelerar o veículo. Essa força de freio é o valor do torque de frenagem reduzido do necessário para retirar a roda da inercia.

$$F_b = \frac{(T_b - I_w \alpha_w)}{r_w} \quad (22)$$

Onde  $F_b$  é a força de frenagem,  $T_b$  o torque de frenagem,  $I_w$  a inercia de rotação da roda,  $\alpha_w$  a desaceleração angular da roda e  $r_w$  p raio da roda.

No caso de a roda ter velocidade nula, a desaceleração também será nula e a relação entre torque e força de frenagem se resume a:

$$F_b = \frac{T_b}{r_w} \quad (23)$$

A força de frenagem em uma roda individual também pode ser dada diretamente em função da pressão aplicada no pedal:

$$F_b = G \frac{P_a}{r_w} \quad (24)$$

Onde  $P_a$  é a pressão aplicada e  $G$  é o ganho de frenagem.

O torque do freio também pode ser dado em função da pressão aplicada. Considerando o freio a disco, a equação representativa é:

$$T_b = n\mu_d P_a A_d r_d \quad (25)$$

Onde  $n$  é o número de superfícies de atrito (pads) do sistema de freio,  $\mu_d$  é o coeficiente de atrito entre pads e disco de freio,  $A_d$  é a área do pistão do freio e  $r_d$  o raio do pad.

#### 4.2.2 MODELAGEM FORÇAS EXTERNAS

As forças externas que agem sobre o veículo durante a frenagem são as mesmas explicadas na modelagem longitudinal, no capítulo 2, são as forças de resistência ao aclone  $D_s$ , de resistência aerodinâmica  $D_A$  e de resistência ao aclone  $R_x$ .

#### 4.2.3 EQUAÇÃO GERAL

A equação geral da dinâmica de frenagem é obtida aplicando a segunda lei de Newton nas forças do movimento longitudinal da figura 5. No entanto, durante o freio, a força de tração agindo será resultado da força gerada pelo torque do sistema de freio do veículo e força de atrito com o solo. A equação resultante é então:

$$m\dot{u} = -F_{xr} - F_{xf} - D_A - W \sin \Theta \quad (26)$$

Onde  $F_{xr}$  é a força gerada pelo torque de frenagem no eixo traseiro e força de atrito no pneu,  $F_{xf}$  é a força gerada pelo torque de frenagem e força de atrito no eixo dianteiro,  $D_A$  é a resistência aerodinâmica e  $W \sin \Theta$  a resistência de aclone. No estudo do sistema de freios é importante a obtenção da velocidade do veículo e distância de parada. Isso pode ser analisado para o caso simplificado de uma desaceleração constante, ou para o caso da desaceleração considerando as forças externas.

##### 4.2.3.1 DESACELERAÇÃO CONSTANTE

Para o caso de desaceleração constante é considerado que as forças que agem sobre o veículo possuem valor constante, dessa forma, o conjunto de forças pode ser representado por  $F_{xT}$ . A equação do movimento se resume a:

$$m\dot{u} = -F_{xT} \quad (27)$$

Para a obtenção da velocidade, é realizado a integração da expressão, com velocidade inicial  $u_0$  e final  $u_f$  e tempo inicial 0 e final  $t_f$ .

$$\int_{u_0}^{u_f} du = \int_0^{t_f} -\frac{F_{xT}}{m} dt$$

$$u_f - u_0 = -\frac{F_{xT}}{m} t_f \quad (28)$$

Para a obtenção da distância de parada, deve-se obter a velocidade em função do deslocamento. Tem-se que  $u = \frac{dx}{dt}$ , dessa forma,  $dt = \frac{dx}{u}$ . Substituindo na expressão,

$$du = \frac{-F_{xT}}{m} dt = u du = \frac{-F_{xT}}{m} dx \quad (29)$$

$$\int_{u_0}^{u_f} u du = \int_0^x -\frac{F_{xT}}{m} dx$$

$$\frac{(u_f - u_0)^2}{2} = -\frac{F_{xT}}{m} x \quad (30)$$

Onde  $x$  é o deslocamento do veículo durante e a desaceleração. Para a parada completa, a velocidade final do veículo é nula, logo:

$$x = -\frac{u_0^2 m}{2F_{xT}} \quad (31)$$

#### 4.2.3.2 DESACELERAÇÃO COM FORÇA EXTERNA

Considerando que a força de frenagem permanece constante e que o veículo se mantém no mesmo eixo, a força que muda durante o processo de parada é a força de resistência aerodinâmica. Como visto na equação, a força de resistência aerodinâmica é dada por:

$$D_A = 0.5\rho C_d A (u_v + u_a)^2 \quad (32)$$

Pode ser representada por:

$$D_A = Cu^2 \quad (33)$$

Dessa forma,

$$F_{xT} = F_b + Cu^2 \quad (34)$$

Onde  $F_b$  são as forças que permanecem constantes durante o processo de frenagem e  $Cu^2$  é a força aerodinâmica que é proporcional ao quadrado da velocidade. A expressão da dinâmica torna-se:

$$m\dot{u} = -(F_b + Cu^2) \quad (35)$$

A distância de parada é obtida pela integração da expressão:

$$m \frac{du}{dt} = -F_b - Cu^2 \quad (36)$$

$$dx = -\frac{m u du}{F_b + Cu^2} \quad (37)$$

$$\int_0^x dx = \int_{u_0}^0 -\frac{m u du}{F_b + Cu^2} \quad (38)$$

$$x = \frac{m}{2C} \ln\left(\frac{F_b + Cu_0^2}{F_b}\right) \quad (39)$$

No sistema real, durante a frenagem há deslocamento de massa no veículo, no entanto, para o trabalho, não será considerado esse deslocamento, mas uma distribuição uniforme da massa nos pneus do veículo.

## 5 SISTEMA DE FREIO ABS

A aplicação do freio às rodas do veículo apresenta ser um processo simples, no entanto pode ser perigoso para a estabilidade do sistema, no caso de ser aplicado com muita intensidade nas rodas, por determinado período de tempo. Em situações de estresse, o motorista tende a pisar bruscamente no pedal do freio, por reflexo, o que, em caso de sistema de freio tradicional, ocasiona o travamento da roda (velocidade da roda nula) e a perda do controle do veículo pelo motorista. A roda tem sua velocidade levada à zero, no entanto o veículo ainda tem velocidade longitudinal. No caso de as rodas dianteiras terem sua velocidade zerada enquanto as rodas traseiras ainda terem velocidade, o carro iria perder a habilidade de direção, já que os pneus frontais quem definem a direção do carro; no caso de as rodas traseiras pararem e as dianteiras continuarem rolando, o carro iria derrapar na pista. A relação entre a velocidade da roda e velocidade longitudinal do veículo é conhecida como escorregamento. Para veículo e roda com mesmas velocidades, o escorregamento é zero, para o caso do pneu completamente travado, o escorregamento é de 100%. O sistema de freios ABS controla o valor do escorregamento de forma a evitar o travamento das rodas.

### 5.1 HISTÓRIA

O sistema de freio antitravamento (*Anti-lock Brake System - ABS*) foi inicialmente desenvolvido para transportes ferroviários, no início de 1900 [13] como forma de evitar que a roda ficasse com pontos achatados devido ao processo brusco de frenagem e o intenso atrito com a ferrovia. Foi verificado que essa tecnologia não só resolvia esse problema, mas também permitiu uma redução no tempo de frenagem. O sistema ABS passou então a ser aplicado em aeronaves, de forma a obter uma frenagem mais rápida e mais estável no caso de ocorrer em pistas escorregadias e evitar o estouro do pneu em pistas secas. O sistema ABS para aeronaves foi desenvolvido inicialmente por Gabriel Voisin em 1929. A patente do sistema foi recebida por Robert Bosch em 1936, sendo os primeiros aviões a usarem ABS os Boeing B-47 em 1948, utilizando um sistema de controle do tipo bang-bang. Bosch e Mercedes-benz foram os primeiros a

utilizarem a versão eletrônica do ABS em carros da Mercedes-Benz. Ford Lincoln, Goodyear e HydroAires introduziram sistemas ABS completamente modulados em 1950.

Em 1960 foram introduzidos sistemas ABS em carros de luxo, apenas nas rodas traseiras. Bendix, Kelsey-Hayes e AC Eletronics desenvolveram o sistema ABS utilizado entre os anos de 1960 e 1970, que foram os primeiros sistemas ABS de múltiplos canais e quatro rodas realmente eletrônico.

Em 1985 Mercedes, BMW e Audi introduziram um sistema ABS Bosch e a Ford introduziu seu primeiro sistema Teves. Pelo final dos anos 80, os sistemas ABS foram oferecidos em muitos carros de luxo e esporte. Posteriormente sendo oferecido em carros individuais.

O sistema ABS, é obrigatório para todos os veículos novos vendidos na Europa desde 2007. Nos Estados Unidos, o freio ABS faz parte de 74% dos veículos produzidos anualmente. No Brasil o ABS é obrigatório desde 2014, a norma foi estabelecida pela resolução nº 311/2009 do Conselho Nacional de Trânsito (Contran) que determina que os veículos novos sem o sistema de freios ABS instalado não poderão ser registrados e licenciados (emplacamento) em nenhum dos Departamentos de Trânsito (Detrans), em todo território brasileiro, com exceção para os veículos de uso bélico e os fora de estrada (símbolo G).

## 5.2 COMPOSIÇÃO DO SISTEMA ABS

O sistema ABS pode ser classificado de acordo com número e disposição de canais e sensores no sistema. O sistema de quatro canais e quatro sensores possui um sensor de velocidade e uma válvula para cada roda, dessa forma, o controlador monitora cada roda individualmente; o sistema de três canais e quatro sensores possui um sensor para cada roda e uma válvula pra cada roda dianteira, no entanto uma única válvula para as rodas traseiras; o de três canais e três sensores possui um sensor de velocidade e uma válvula para cada pneu dianteiro no entanto uma unica válvula e sensor para o eixo traseiro; o sistema de dois canais e quatro sensores utiliza um sensor de velocidade para cada roda, no entanto possui uma válvula para o eixo traseiro e uma para o eixo dianterio de forma que caso ocorra o travamento de uma das rodas, a resposta do

sistema será enviada para as duas rodas do eixo. Há também o sistema de um canal e um sensor em que os dois são dispostos no eixo das rodas traseiras.

Atualmente os sistemas mais utilizados são os de quatro canais e quatro sensores e o de quatro sensores e três canais.

Para a implementação do controle, o sistema ABS precisa, basicamente, de sensores de velocidade da roda, de pressão, uma unidade eletrônica de controle e regulador de pressão. Um sistema ABS de quatro canais é mostrado na figura 11.

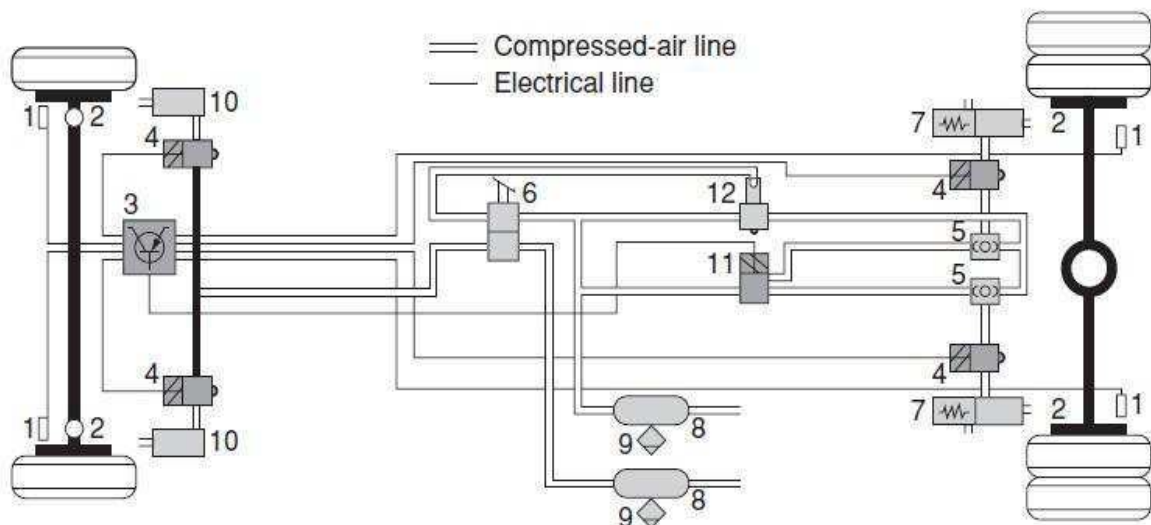


Figura 11 - Componentes de um sistema de freios ABS

Fonte: Modificada de [2]

Onde,

1: é o sensor de velocidade da roda, instalado na roda para medição da velocidade;

2: anel pulsante, utilizado para medição de pressão dos freios;

3: unidade eletrônica e controle, utilizada para fazer o processamento das informações obtidas pelos sensores e determinar o controle a ser feito;

4: válvula de controle de pressão, para controlar a pressão do sistema de freio;

5: válvula de transporte transporta a pressão de entrada;

6: válvula de serviço de freio, pedal do freio acionado pelo motorista;

7: Cilindro de combinação de freio;

8: reservatório de ar;

9: válvula de dreno;

- 10: atuador diafragma;
- 11: válvula solenoide;
- 12: válvula de relé.

### 5.3 FUNCIONAMENTO DO SISTEMA ABS

Um sistema ABS possui como foco evitar que o motorista perca o controle sobre o veículo durante o processo de frenagem. A frenagem do veículo depende diretamente do coeficiente de atrito estático pneu-solo, se o pneu perde a adesão com o solo durante o freio, o atrito dos freios contra os tambores ou rotores bloqueia a roda e o pneu começa a derrapar. O controle de frenagem é feito a partir da relação entre a velocidade longitudinal do veículo e as velocidades individuais de cada roda, de forma a evitar que aconteça o travamento da roda enquanto o veículo ainda possui velocidade longitudinal.

O nível de escorregamento ideal para o sistema veículo-pneu é de 8% a 35% [14] que representa o ponto ótimo com força, de frenagem e longitudinal no pneu, máximas, e ainda com força lateral na roda. A figura 12 apresenta o gráfico do coeficiente de frenagem e o coeficiente lateral, a faixa desejada é representada pela faixa cinza no gráfico, onde o coeficiente de frenagem se encontra em seu ponto máximo e o coeficiente lateral possui um valor ainda alto.

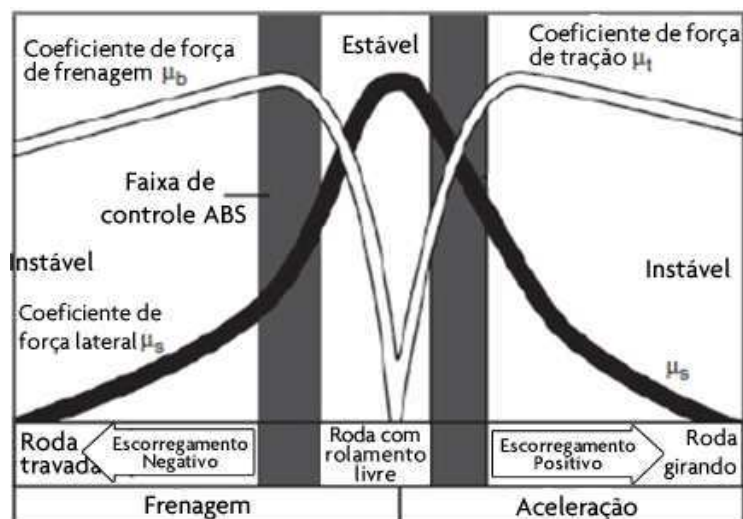


Figura 12 - Relação coeficiente de frenagem e força lateral

Fonte: Modificado de [2]



O tipo de controle de frenagem e parâmetros utilizados é dependente do tipo de veículo, no entanto, o funcionamento é semelhante. Sensores de velocidade são colocados em cada roda, que deve ser controlada, do veículo, cada sensor de velocidade possui uma roda dentada, como uma engrenagem que rotaciona à mesma velocidade da roda ou eixo. É montado uma bobina, com ímã permanente, chamada de *pick-up coil*, próximo a roda. À medida que cada dente gira passado o ímã permanente, há uma maior concentração e aumento do campo magnético que induz um pequeno pulso de corrente na bobina. O número de pulsos por segundo é diretamente proporcional à velocidade da roda. Quanto mais rápido a roda gira, mais rápido os dentes passam o ímã e maior a taxa de pulso.

A saída pulsada dos sensores de velocidade vai para o controlador que monitora a velocidade de cada roda. A partir do valor medido são estimados os valores do atrito com a pista e a velocidade real do veículo. Se o freio não tiver sido acionado, o sistema não apresenta reação, no caso de aplicado freio ao veículo, se percebido que uma determinada roda possui uma desaceleração maior do que deveria, indicando uma perda de tração com a pista e que pode vir a travar a roda, o controlador ativa o sistema ABS.

Em automóveis, os freios são ativados por pressão hidráulica. O controlador ABS opera válvulas solenoides colocadas no lado de alta pressão do cilindro mestre de freio. Essa operação pode ser explicada em três etapas. As válvulas são normalmente abertas, não interferindo na frenagem, mas quando verificado que a roda possui uma desaceleração elevada, o controlador ativa o solenoide, da roda afetada, para fechar a válvula prevenindo o aumento de pressão na roda, essa fase do funcionamento do sistema é conhecida como fase de retenção de pressão. Se a roda continua a perder velocidade, o controlador ativa um segundo solenoide para abrir a válvula que permite a saída de pressão da linha de freio afetada, de forma a reduzir o freio sobre a roda afetada, essa fase é conhecida como fase de redução de pressão. A terceira fase é a fase de aumento de pressão, se a roda está ganhando velocidade, o controlador fecha a válvula de saída de pressão e abre a válvula para aumento de pressão de frenagem na roda afetada. O ciclo de operação pode ocorrer mais de 10 vezes por segundo [14]. O motorista consegue perceber o funcionamento do sistema ABS devido a vibração sentida no pedal do freio. A figura 13 ilustra esse ciclo.

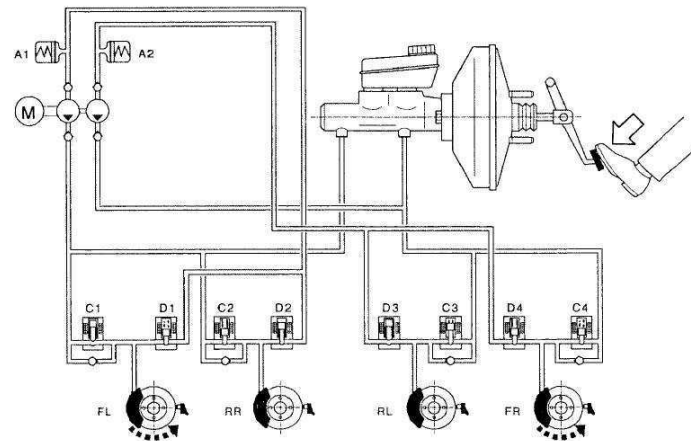


Figura 13 - Detalhe do sistema ABS

Fonte: Obtida de [16]

## 5.4 VANTAGENS DO SISTEMA ABS

O sistema de controle de frenagem ABS possui como vantagens o controle do veículo durante o processo de frenagem, redução do tempo de frenagem (dependendo do tipo de solo), segundo estudos realizados pela equipe de engenharia da *Bosch*, pioneira no equipamento ABS no Brasil, um veículo médio equipado com ABS, usará um espaço 20% menor para frear até parar que o freio convencional [15]. O sistema ABS também permite menor desgaste dos pneus.

Com o controle do escorregamento do veículo, a roda possui seu travamento controlado, de forma que sua redução de velocidade acompanha a redução da velocidade longitudinal do veículo, impedindo que esta atinja zero enquanto o veículo ainda esteja em movimento, dessa forma, permite ao motorista realizar manobras durante o freio.

Outra característica importante do sistema ABS é o fato de permitir que em caso de pane total do sistema elétrico as funções do freio convencional não são comprometidas, o condutor é alertado por uma lâmpada indicativa no painel do veículo no caso de anomalias no sistema ABS e o sistema de freios ABS não necessita de uma manutenção especial além do plano de manutenção do sistema de freios regular.

O sistema ABS pode ser utilizado para programar o sistema de controle de tração (TCS).

## 5.5 SISTEMA ABS EM DIFERENTES TIPOS DE SOLO

Como visto, o sistema ABS em veículos permite uma redução da distância de frenagem e o desvio de obstáculo durante esse processo, evitando derrapagem e impacto em pistas secas ou molhadas (asfalto e concreto). No entanto, para o caso de vias com pedregulhos, cascalhos e neve forte, o sistema ABS atua de modo contrário, aumentando a distância de frenagem.

O sistema de freios convencionais ocasiona o travamento da roda, que escavam o solo e o veículo “atolado”, para mais rapidamente, enquanto o ABS impedindo o travamento permite que o veículo continue se movimentando. Nesses casos, a presença do ABS contribuirá mais efetivamente para aumentar a capacidade do motorista em manter o controle do veículo.

## 5.6 MODELAGEM

A modelagem do sistema ABS consiste em controlar a pressão no freio e o torque do motor com base no escorregamento desejado.

O escorregamento durante o processo, como visto na equação (18) é dado por: uma relação entre as velocidades da roda e pneu.

Para o caso de frenagem, em que a velocidade do pneu é menor do que a velocidade do veículo, o escorregamento torna-se:

$$\lambda = \frac{u_w - u_v}{u_v}$$

Para o caso de aceleração, em que a velocidade do pneu é superior a do veículo, o escorregamento é dado por:

$$\lambda = \frac{u_w - u_v}{u_w}$$

### 5.6.1 RODA

Como visto no capítulo de modelagem pneu-roda, a aceleração angular da roda é dada por  $\dot{\omega}_w = [T_e - T_b - T_w - r_w F_x] / J_w$  e  $T_w = f_w F_z + b_w \omega_w$ . O valor máximo da

força de tração é obtido considerando força de tração diretamente relacionada ao coeficiente de adesão e a força normal do pneu ( $F_x = \mu F_z$ ). Com as considerações, a equação da aceleração da roda é representada abaixo.

$$\dot{\omega}_w = [T - f_w F_z - b_w \omega_w - F_z r_w \mu] / J_w \quad (40)$$

Onde,  $T = T_e - T_b$ .

### 5.6.2 VEÍCULO

Conforme visto no capítulo de modelagem longitudinal, a aceleração longitudinal do veículo é expressa pela equação, considerando a força de carga nula:

$$\ddot{u} = [-0.5\rho C_d A(u + u_w)^2 - fmg \cos \Theta - mg \sin \Theta + N_w F_x] / m.$$

Conhecidas as velocidades da roda e do veículo, é possível estimar o escorregamento desejado, no entanto, a equação obtida da dinâmica da roda fornece a aceleração angular, e a obtida da dinâmica longitudinal fornece um valor linear, dessa forma, para o cálculo do escorregamento deve-se fazer a transformação de linear para angular ou angular para linear, seguindo a relação:

$$u_{linear} = \omega_{angular} r_w \quad (41)$$

## 5.7 CONTROLE ABS

O sistema ABS controla o torque de frenagem fornecido aos pneus, esse controle é feito a partir do erro em relação ao escorregamento. O escorregamento desejado é decidido inicialmente, de acordo com a curva de coeficiente de adesão em função do escorregamento, de forma que a força de adesão se mantenha do pico, o que seria em torno de 8% a 35% como visto.

O controlador utilizado no trabalho será o controlador *bang-bang*. Trata-se de um controlador do tipo *on-off* em que alterna o valor do torque de frenagem entre o torque máximo e o torque mínimo, 0, dependendo do erro encontrado, de forma a manter o escorregamento na região desejada.

O erro em relação ao escorregamento é dado por:

$$Erro = \lambda_d - \lambda \quad (42)$$

Em que  $\lambda$  é o escorregamento calculado e  $\lambda_d$  o escorregamento desejado.

O torque no freio, como visto, é dada por:

$$T_b = n\mu P_a A r_d \quad (43)$$

Onde  $n$  é o número de superfícies de atrito (pads) do sistema de freio,  $\mu$  é o coeficiente de atrito entre *pads* e disco de freio,  $A$  é a área do pistão do freio e  $r_d$  o raio do *pad* e  $P_a$  a pressão aplicada no pedal do freio.

Dessa forma, o valor desejado da pressão no freio será dado por:

$$T_{bd} = n\mu P_{ad} A r_d \quad (44)$$

Onde  $P_{ad}$  é a pressão desejada em um determinado tempo que é dependente do erro encontrado do escorregamento, essa pressão, considerando atrasos no sistema, pode ser dada por:

$$P_{ad}(t + t_s) = e^{\frac{-t_s}{t_d}} P_{ad}(t) - (e^{\frac{-t_s}{t_d}} - 1) P_f \quad (45)$$

Em que  $t_s$  é o tempo do passo do calculo e  $t_d$  é o tempo de atraso da válvula,  $P_f$  é a pressão ajustada com o erro.  $P_f$  é dado por:

$$P_f(t + t_s) = P_f(t) + S_f P_{ad}(t) \quad (46)$$

Em que  $S_f$  é a função que representa a operação do controlador *bang-bang*.

## 6 SIMULADOR DESENVOLVIDO

A contribuição do trabalho consiste no desenvolvimento de um simulador para verificar o funcionamento da dinâmica longitudinal do carro descrita nos capítulos anteriores, dando foco no seu sistema de frenagem. O simulador foi desenvolvido utilizando o GUIDE do Matlab que é uma ferramenta para desenvolvimento de interface de forma simplificada.

### 6.1 INTERFACE

A interface do simulador, como dito, foi desenvolvida utilizando o GUIDE do Matlab, ela é exibida na figura 14.

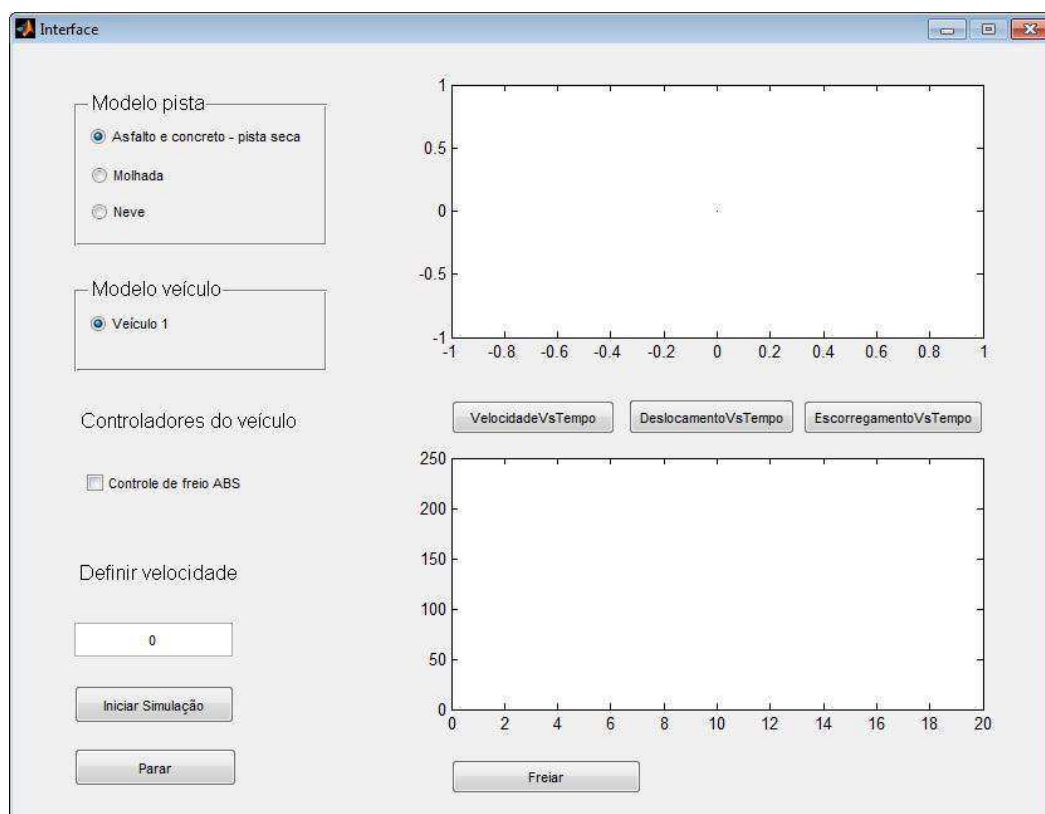


Figura 14 - Interface do simulador desenvolvido

Fonte: Autor

### 6.1.1 CONFIGURAÇÕES PARA A SIMULAÇÃO

Inicialmente é possível selecionar o modelo de pista em que deseja verificar a frenagem do veículo. No simulador só foi implementado um modelo de veículo, cujos parâmetros foram obtidos da referência [2]. As opções encontradas para o modelo de pista são: pista de asfalto e concreto que é uma pista seca, pista de concreto molhado, e neve. Os coeficientes utilizados para descrição da pista foram obtidos a partir da fórmula de Pacejka com valores da tabela da referência [6]. O caso *default* é de pista seca.

### 6.1.2 SIMULAÇÃO

Após determinada a configuração da pista a ser simulada, o usuário deve selecionar uma velocidade inicial para o veículo, caso não seja selecionada a velocidade, o valor *default* é 0, e o veículo já estaria em repouso completo. Feito isso, é possível de ser iniciada a simulação (botão de iniciar simulação).

Na simulação é possível observar, em tempo real o comportamento, durante a frenagem do veículo com sistema ABS acionado e sem o sistema ABS. A seleção da forma de frenagem pode ser feita antes ou após ser iniciada a simulação, no entanto deve ser feita antes de ser acionado o botão do freio.

### 6.1.3 PLOTES

Como se pode ver na figura 14, há dois eixos na interface, o eixo inferior simula a velocidade do veículo e velocidade da roda em tempo real, já o eixo superior gera os gráficos de velocidade, deslocamento e escorregamento referentes à simulação. Para obtenção dos gráficos no eixo superior é necessário que a simulação já tenha sido pausada (botão de parar). O gráfico desejado é obtido a partir da seleção dos botões localizados abaixo do eixo.

## 6.2 LÓGICA UTILIZADA

O GUIDE do Matlab simplifica na elaboração de uma interface de forma que, a interface é elaborada em um ambiente de edição que, quando simulado, gera o código

necessário para inicialização da interface conforme montada e os *call-backs* para acesso aos recursos da interface. Os principais materiais utilizados que ajudaram a entender como acessar os recursos são encontrados na página do Matlab, mathworks.com.

Para a simulação, foram utilizados os valores do modelo de pista definido pelo usuário. Os valores das constantes para o veículo simulado e os três tipos de pistas podem ser vistos nas tabelas 2 e 3, respectivamente.

Tabela 2 - Constantes características do veículo simulado

$m$	1400 kg	$f$	0.01	$I_w$	0.65 kg-m <sup>2</sup>	$r_w$	0.31m
$F_z$	3 560 N	$C_d$	0.5	$\rho$	1.202 kg/m <sup>3</sup>	A	1.95m <sup>2</sup>
$b_w$	0 Kg-m/s	$f_w$	0	$T_e$	0 N-m	$T_b$	1000 N-m
$\theta$	0	$u_a$	0	$g$	9.81m/s <sup>2</sup>	$N_w$	4

Fonte: Autor

Tabela 3 - Coeficientes de Pacejka

Superfícies	Coeficientes de Pacejka			
	B	C	D	E
Seca	15	1.68	0.9	0.85
Molhada	12	2.3	0.82	1
Neve	5	2	0.3	1

Fonte: baseada em [5]

A partir dos coeficientes da tabela, utilizando a fórmula de Pacejka explicada no capítulo 3, obtiveram-se as curvas correspondentes a cada condição de pista conforme pode ser visto na figura 15. Para a obtenção das curvas, os valores da compensação horizontal,  $S_h$  e vertical  $S_v$  foram considerados nulos.



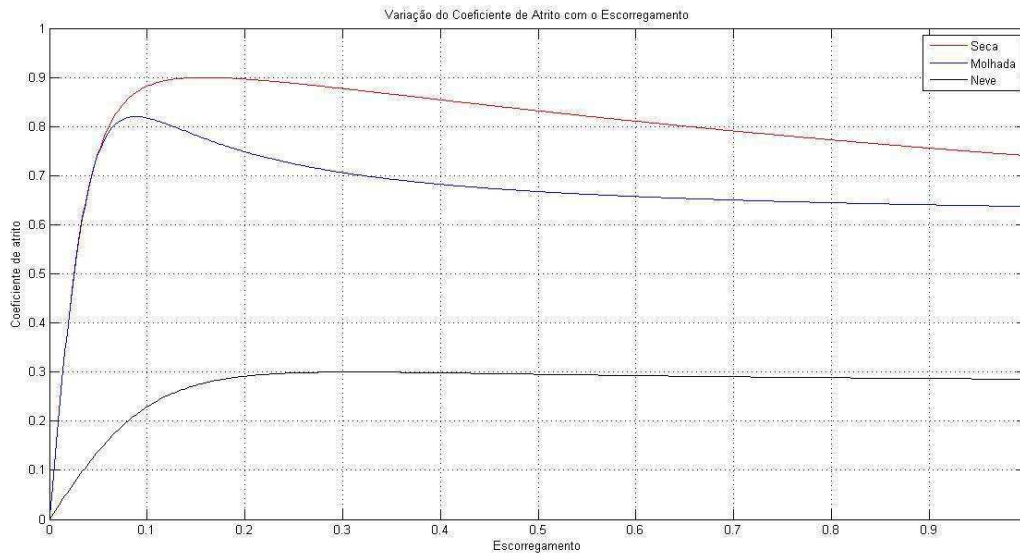


Figura 15 - Variação de coeficiente de atrito com o escorregamento

Fonte: Autor

Utilizando a função *polyfit* do Matlab foi possível aproximar a curva obtida por um polinômio de sexto grau. Os coeficientes dos polinômios obtidos para cada curva são mostrados na tabela 4.

Tabela 4 - Coeficientes das curvas de escorregamento

Tipo de pista	Coeficientes
Pista Seca	[-1.5120, 9.9191, -25.3130, 31.5807, -19.7201, 5.3884, 0.4118]
Pista molhada	[-1.3759, 8.8899, -22.1823, 26.6998, -15.6574, 3.8209, 0.4571]
Pista com neve	[-0.5160, 3.4613, -9.0975, 11.8199, -7.8422, 2.4288, 0.0344]

Fonte: Autor

A ideia do simulador na frenagem é permitir uma análise comparativa entre a frenagem com o sistema ABS implementado e sem o sistema ABS para o caso de uma situação de estresse, que seria a situação em que o motorista pisa bruscamente no pedal do freio o que acaba por provocar o travamento da roda, no caso da frenagem sem ABS, dessa forma, o valor do torque do freio foi considerada uma constante que seria o valor do torque máximo de frenagem.

O torque do motor é zero, no caso do veículo durante o freio. E a força de tração entre pneu-solo será máxima cujo valor é dado por:

$$F_{xMAX} = \mu F_z$$

Sendo  $F_{xMAX}$  a força de tração máxima,  $\mu$  o coeficiente de atrito da pista em função do escorregamento, que foi encontrado a partir da equação de Pacejka, e  $F_z$  força normal ao solo.

## 6.2.1 FRENAGEM SEM O ABS

### 6.2.1.1 GRÁFICO DA VELOCIDADE

Para a simulação da frenagem do veículo sem ABS, foram calculadas as velocidades da roda e do veículo a partir das seguintes expressões:

Da modelagem longitudinal,

$$\dot{u} = \frac{N_w F_z \mu - 0.5 \rho C_d A (u_v + u_a)^2 - fW \cos \Theta - W \sin \Theta}{m}$$

Considerando as especificações citadas,

$$\dot{u} = \frac{N_w F_z \mu - 0.5 \rho C_d A (u_v)^2 - fW \cos \Theta}{m}$$

Da equação da modelagem da roda,

$$\dot{\omega}_w J_w = [T_e - T_b - (f_w F_z + b_w \omega_w) - r_w F_x]$$

Considerando as especificações citadas para a simulação,

$$\dot{\omega}_w = \frac{[-T_b - (f_w F_z + b_w \omega_w) - r_w F_x \mu]}{J_w}$$

A velocidade do veículo e da roda foram obtidas a partir da solução da equação diferencial utilizando a ode45 do Matlab. O gráfico da velocidade é apresentado em tempo real, para isso, utilizou-se a função *handles.timer* da GUI do Matlab.

### 6.2.1.2 GRÁFICO DO DESLOCAMENTO

O gráfico da distância de parada foi obtido a partir da integral da curva velocidade do veículo em função do tempo.

### 6.2.1.3 GRÁFICO DO ESCORREGAMENTO

O gráfico do escorregamento é obtido a partir do cálculo do escorregamento das velocidades calculadas do pneu e veículo, a partir da expressão:

$$\lambda = \frac{\omega_w r_w - v_v}{v_v}$$

## 6.2.2 FRENAGEM COM O ABS

### 6.2.2.1 GRÁFICO DA VELOCIDADE

Da mesma forma que o caso da frenagem sem ABS, a frenagem com ABS utiliza as mesmas equações para o cálculo da velocidade do veículo e pneu, a mudança em relação ao sistema anterior, é que, no caso do ABS, é aplicado um controle em relação ao torque de frenagem, ao invés do valor do torque ser o valor máximo, que acontece no caso da frenagem sem o ABS devido a pressão máxima aplicada pelo motorista no pedal do freio.

Para o controle do torque de frenagem, é calculado o erro do escorregamento calculado em relação ao escorregamento desejado e aplicado um controlador bang-bang simples, considerando apenas atraso de tempo da válvula de 0.01s.

### 6.2.2.2 GRÁFICO DE DESLOCAMENTO

O gráfico do deslocamento foi obtido da mesma maneira que para o caso do veículo sem o sistema ABS implementado.

### 6.2.2.3 GRÁFICO DO ESCORREGAMENTO

O gráfico do escorregamento é obtido da mesma forma que para o caso do sistema de frenagem sem ABS. Mas nesse caso, o escorregamento é dado por:

$$\lambda = \frac{u_w - u_v}{u_v}$$

Para o caso de frenagem, em que a velocidade do pneu é menor do que a velocidade do veículo e:

$$\lambda = \frac{u_w - u_v}{u_w}$$

Para o caso de aceleração, em que a velocidade do pneu é superior a do veículo.

### 6.3 TESTES REALIZADOS E RESULTADOS

Os testes realizados foram no sentido de verificar a eficiência do sistema ABS para as diferentes condições de pista. Dessa forma, foi realizada a simulação do veículo nas pistas seca, molhada e com neve com frenagem sem o sistema ABS e com o ABS implementado. A velocidade inicial simulada do veículo foi de 60km/h. Foram obtidos os gráficos da velocidade, deslocamento e escorregamento para os casos. Esses podem ser vistos no Apêndice A.

A partir dos gráficos obtidos foi possível perceber que, para o caso da frenagem sem o sistema ABS, houve o travamento da roda, para pistas molhadas e com neve, mas na pista seca não houve derrapagem da roda. Na simulação com o sistema ABS não houve travamento em nenhuma das situações.

Houve uma redução na distância de parada do veículo com ABS em relação ao sem ABS para o caso simulado de pista molhada, para o caso de pista seca, não houve uma redução notória, e para a pista com neve a distância de parada foi aumentada, conforme esperado.

## 7 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizado o estudo da dinâmica longitudinal veicular dando foco ao estudo e modelagem do sistema de frenagem e do sistema de controle de freios ABS. Foi desenvolvido um simulador, com interface, utilizando o GUIDE do Matlab. O simulador desenvolvido permitiu a verificação da modelagem estudada e as vantagens da utilização de sistema ABS para o freio.

Foi possível verificar o funcionamento do sistema ABS em diferentes tipos de solo, em solo seco, molhado e com neve. Para o solo seco, o ABS não mostrou tanta eficiência já que o sistema sem ABS implementado apresentou bom comportamento; para o caso do solo molhado, o sistema ABS reduziu a distância de parada e evitou o travamento da roda. No solo com neve, o sistema ABS impediu o travamento da roda, no entanto aumentou a distância de parada, como esperado. Para esse último caso, a maior vantagem do sistema é garantir o controle do veículo pelo motorista durante o processo.

Pode-se apontar, como trabalhos futuros que podem ser realizados para um aprimoramento dos resultados:

- Implementação de simulação para diferentes tipos de veículos;
- Testar diferentes controladores;
- Desenvolvimento e implementação de modelagem para movimento lateral e vertical do veículo;
- Desenvolvimento e implementação de modelagem para diferentes sistemas de controle veicular;
- Aprimoramento do simulador de forma que as entradas sejam apenas o pedal de freio, acelerador, embreagem e razão de transformação, simulando, de fato, a ação de um motorista.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Pesquisa do Insurance Institute for Highway Safety (IIHS): Crash avoidance technologies. Disponível em: <http://www.iihs.org/iihs/topics/t/crash-avoidance-technologies/topicoverview>. Acesso em: 03/02/2016.
- [2] Ulsoy, A. G.; Peng, H.; Çakmakci, M. “Automotive Control Systems”, Cambridge University Press, USA, 2012. ISBN 978-1-107-01011-6.
- [3] Spinola, A. L.; Tanscheit, R; Neto, M. S. “Modelagem Integrada da dinâmica veicular para controle homeostático”, Rio de Janeiro, 2010.
- [4] Gardinali, G. S. “Comparação do desempenho de frenagem simulada x experimental de um veículo de passeio com freios hidráulicos e ABS”, São Paulo, 2005.
- [5] Vehicle Dynamics Terminology. Disponível em: [http://standards.sae.org/j670\\_200801/](http://standards.sae.org/j670_200801/). Acesso em: 08/06/2016
- [6] Eger, A. “Simulação e análise do desempenho longitudinal veicular sob condições dinâmicas trativas”, Florianópolis, 2007.
- [7] Gillespie, T. D. “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, Society of Automotive Engineers, 1992.
- [8] Vehicle Dynamics, Disponível em: [https://vtechworks.lib.vt.edu/bitstream/handle/10919/30598/CHAP3\\_DOC.pdf?sequence=4](https://vtechworks.lib.vt.edu/bitstream/handle/10919/30598/CHAP3_DOC.pdf?sequence=4). Acesso em: 10/06/2016.
- [9] Pacejka, H. B. “Tyre and Vehicle Dynamics”. Butterworth-Heinemann, 2002.
- [10] Stone, R.; Ball, J. K. “Automotive Engineering Fundamentals”, SAE International, USA, 2004.

- [11] Brake Performance. Disponível em: [http://www.thecartech.com/subjects/auto\\_eng2/auto\\_b.htm](http://www.thecartech.com/subjects/auto_eng2/auto_b.htm). Acesso: 11/06/2016.
- [12] Crolla, D. A. “Automotive Engineering: Powertrain, chassis system and vehicle body”, BK, UK, 2009.
- [13] Petersen.”Wheel Slip Control in ABS brakes Using Gain Scheduled Optimal Control”, University of Science and Technology, Trondheim, Norway, 2003.
- [14] Zhou, Y. “ABS system: Principle Constructure ans Simulate Analyze”, The University of Michigan.
- [15] Como funcionam os freios com ABS. Disponível em: <https://salaodocarro.com.br/como-funciona/freios-abs.html>. Acesso em 12/06/2016.
- [16] Bonnicksen, A. W. M. “Automotive Computer Controlled Systems”, Butterworth Heinemann, USA, 2001. ISBN 0 7506 5089 3.

## APÊNDICES

### APÊNDICE A – GRÁFICOS OBTIDOS DA SIMULAÇÃO

As figuras da 16 à 24 mostram os gráficos da velocidade, escorregamento e deslocamento, respectivamente, do veículo para as diferentes pistas para o veículo sem ABS, as figuras da 24 à 32 mostram o mesmo para o veículo com ABS.

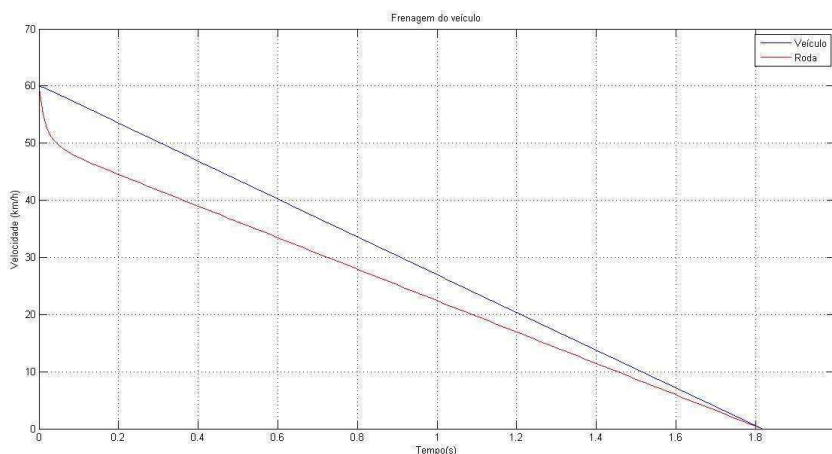


Figura 16 - Velocidade sem ABS em pista seca

Fonte: Autor

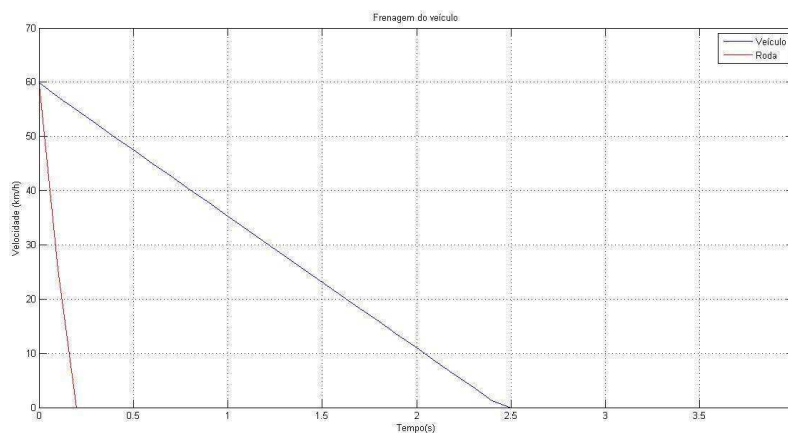


Figura 17 - Velocidade sem ABS em pista molhada



Fonte: Autor

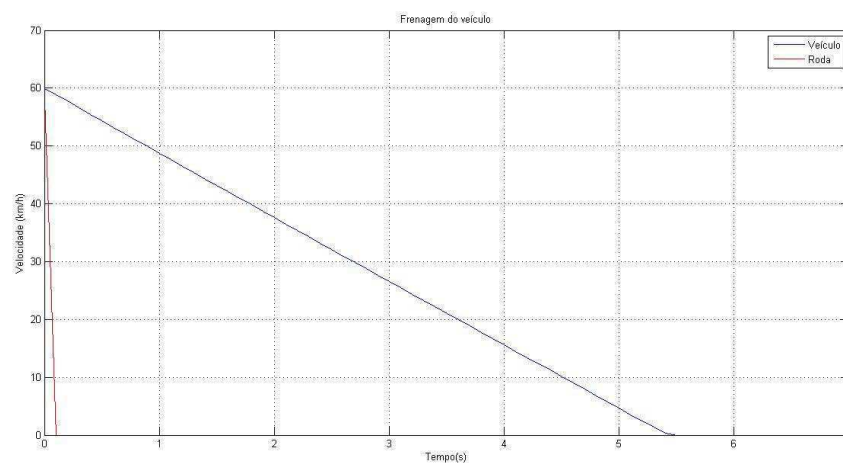


Figura 18 - Velocidade sem ABS em pista com neve

Fonte: Autor

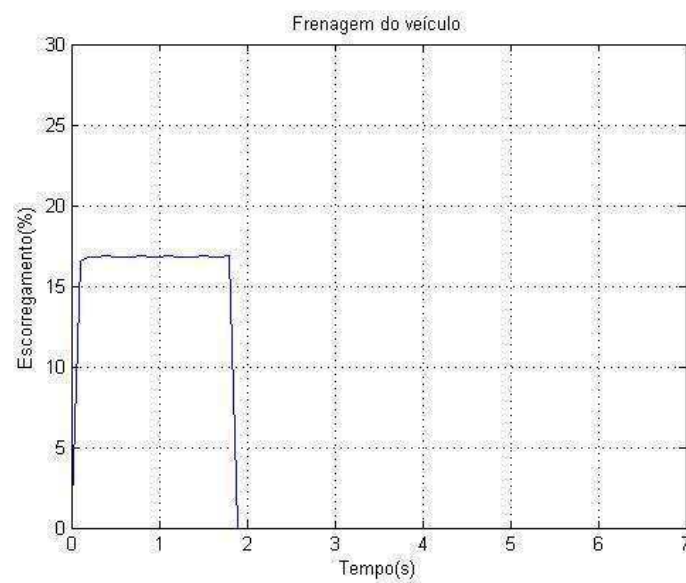


Figura 19 - Escorregamento sem ABS em pista seca

Fonte: Autor

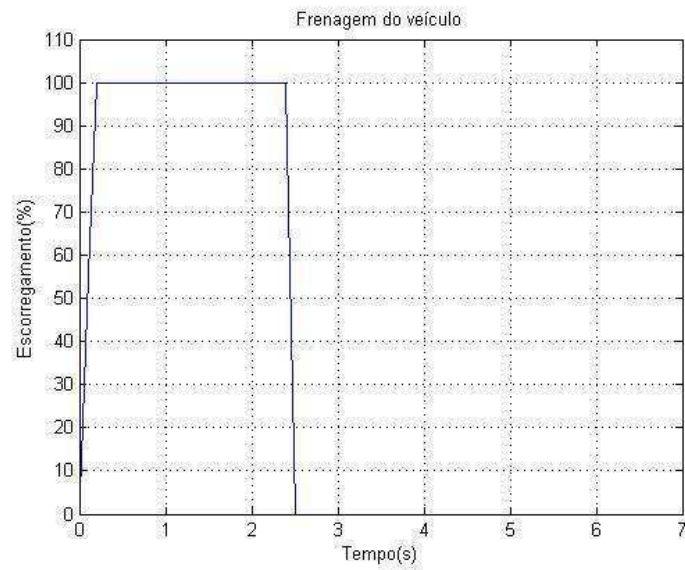


Figura 20 - Escorregamento sem ABS em pista molhada

Fonte: Autor

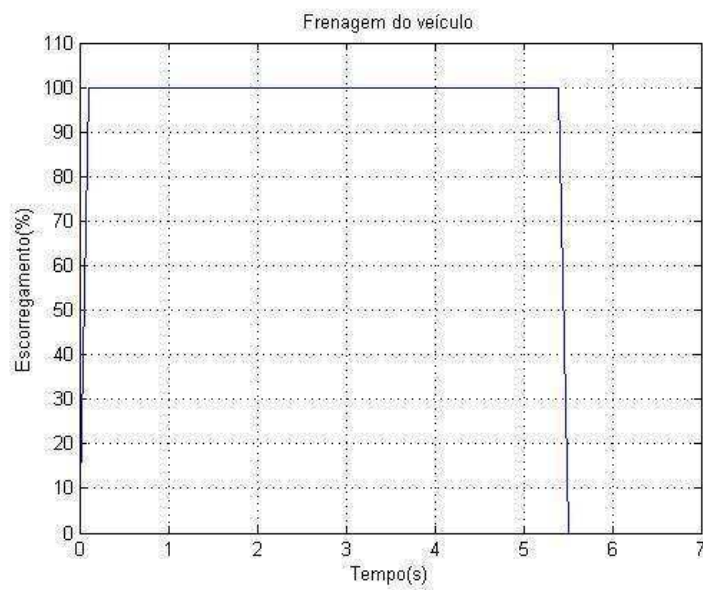


Figura 21 - Escorregamento sem ABS em pista com neve

Fonte: Autor

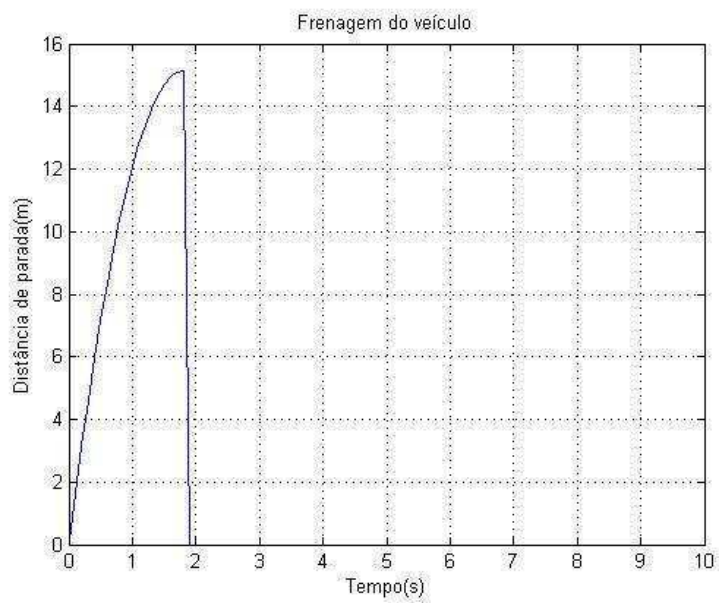


Figura 22 - Deslocamento sem ABS em pista seca

Fonte: Autor

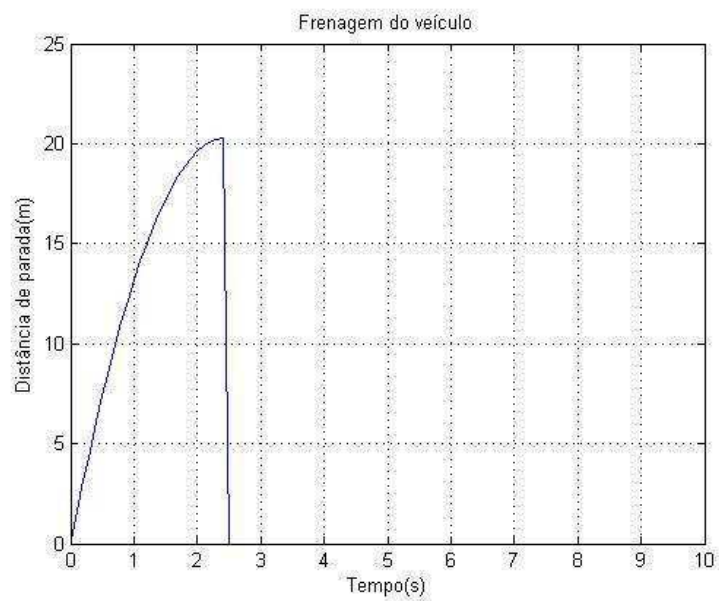


Figura 23 - Deslocamento sem ABS em pista molhada

Fonte: Autor

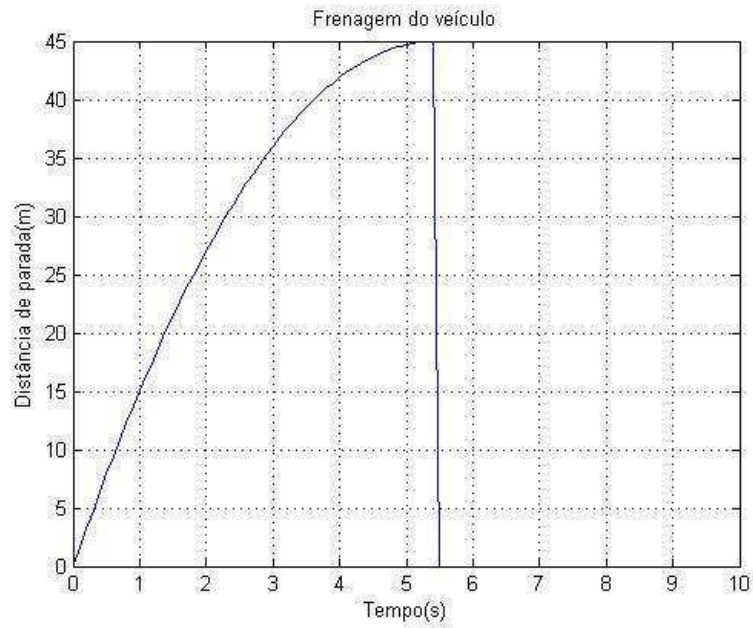


Figura 24 - Deslocamento sem ABS em pista com neve

Fonte: Autor

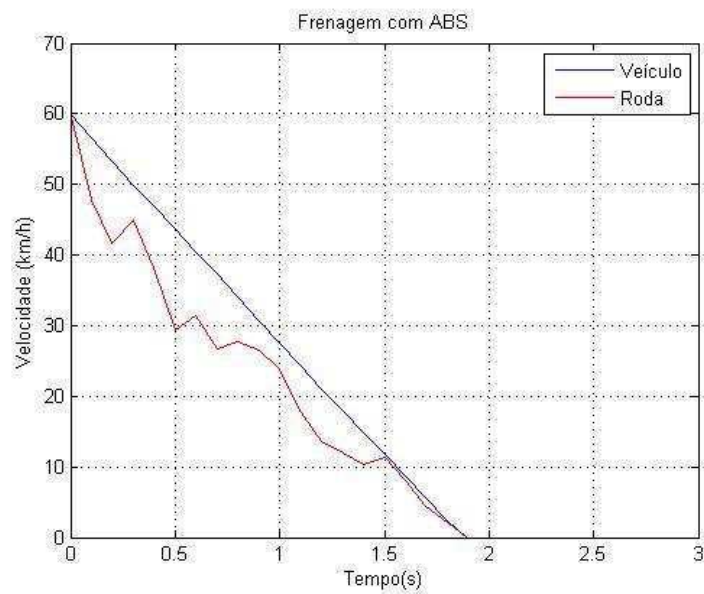


Figura 25 - Velocidade com ABS em pista seca

Fonte: Autor

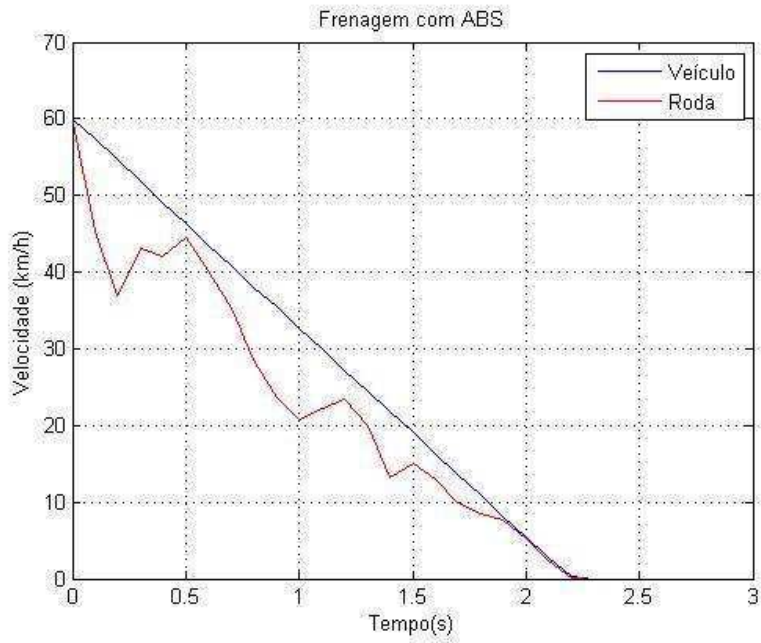


Figura 26 - Velocidade com ABS em pista molhada

Fonte: Autor

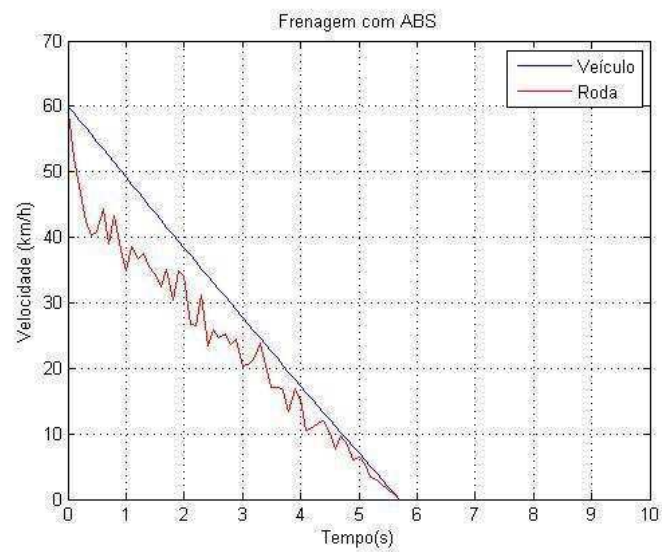


Figura 27 - Velocidade com ABS em pista com neve

Fonte: Autor

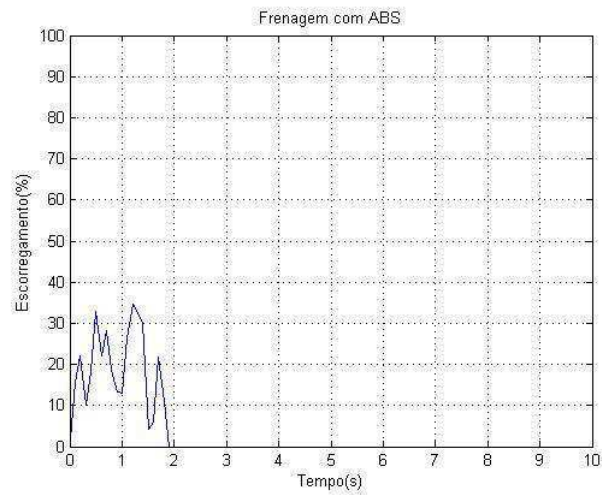


Figura 28 - Escorregamento com ABS em pista seca

Fonte: Autor

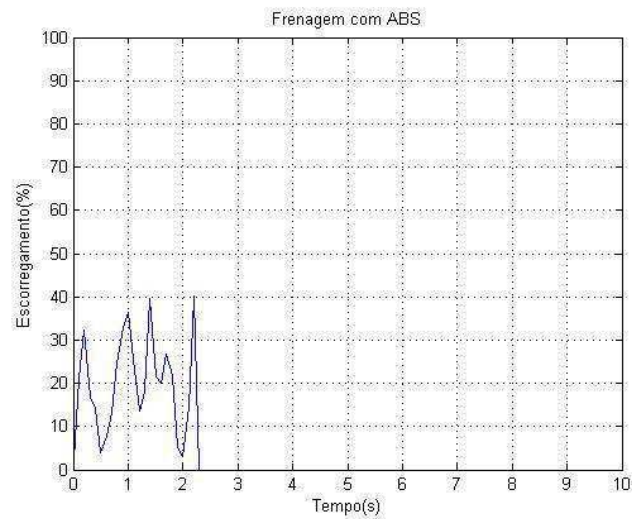


Figura 29 - Escorregamento com ABS em pista molhada

Fonte: Autor

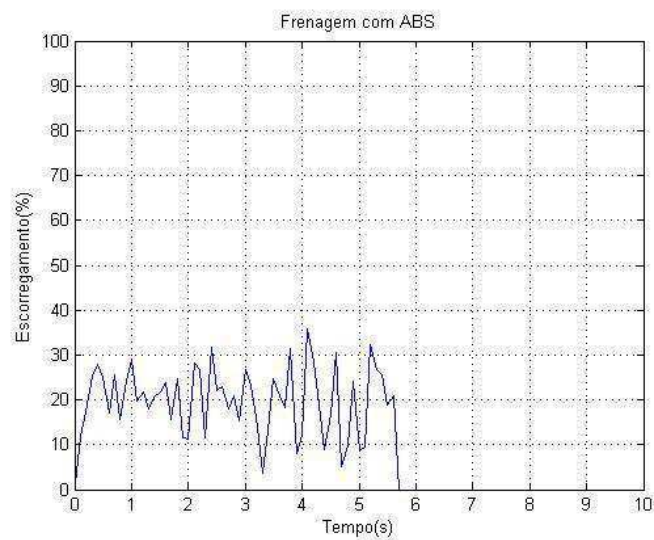


Figura 30 - Escorregamento com ABS em pista com neve

Fonte: Autor

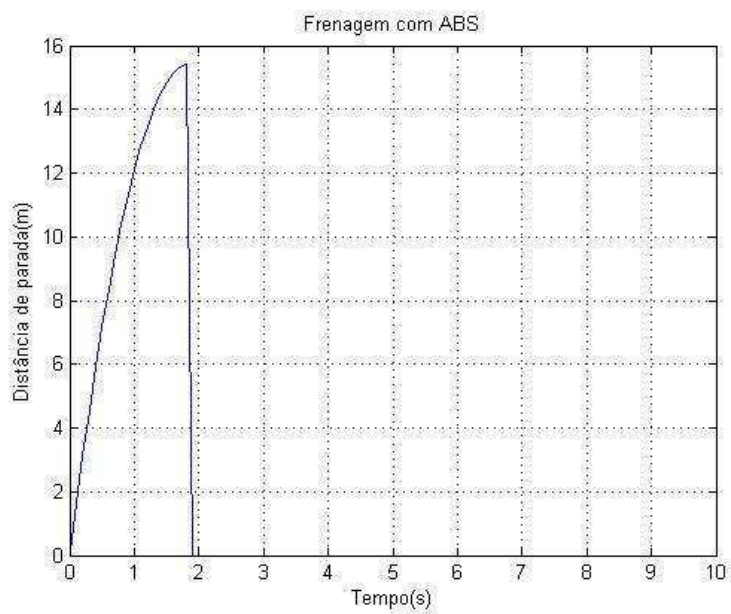


Figura 31 - Deslocamento com ABS em pista seca

Fonte: Autor

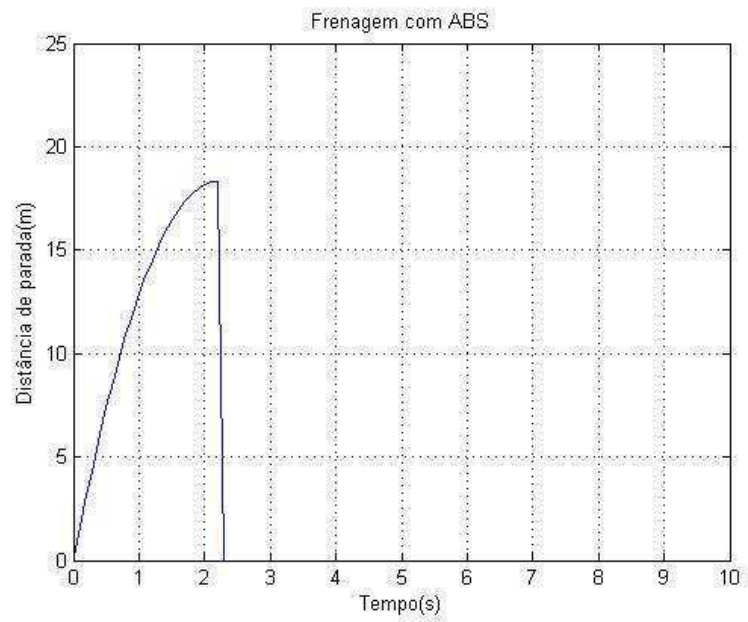


Figura 32 - Deslocamento com ABS em pista molhada

Fonte: Autor

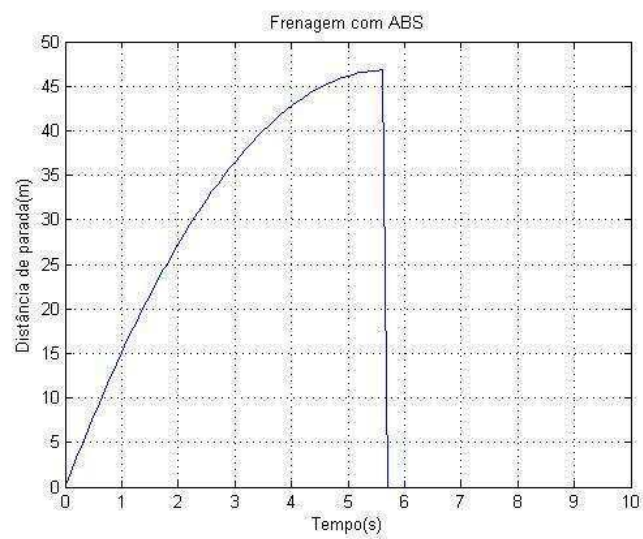


Figura 33 - Deslocamento com ABS em pista com neve

Fonte: Autor



## APÊNDICE B – CÓDIGOS

- Obtenção das curvas de escorregamento

```
%Obtenção de curvas - Fórmula Mágica
B=15; C=1.68; D=0.9; E=0.85;
for i=1:1000,
s2(i) = (i-1)*0.002; % slip between 0 and 0.2
fx2(i) = D*sin(C*atan(B*s2(i)-E*(B*s2(i)-atan(B*s2(i)))));
end
[c,S]=polyfit(s2, fx2, 6);

B1=12; C1=2.3; D1=0.82; E1=1;
for i=1:1000,
s21(i) = (i-1)*0.002; % slip between 0 and 0.2
fx21(i) = D1*sin(C1*atan(B1*s2(i)-E1*(B1*s2(i)-atan(B1*s2(i)))));
end
[c1,S1]=polyfit(s21, fx21, 6);

B2=5; C2=2; D2=0.3; E2=1;
for i=1:1000,
s22(i) = (i-1)*0.002; % slip between 0 and 0.2
fx22(i) = D2*sin(C2*atan(B2*s2(i)-E2*(B2*s2(i)-atan(B2*s2(i)))));
end
[c2,S2]=polyfit(s22, fx22, 6);

figure(1)
plot(s2,fx2,'-r',s21,fx21,'-b', s22,fx22,'-k' ), axis([0 1 0 1]);grid
on;
title('Variação do Coeficiente de Atrito com o Escorregamento')
xlabel('Escorregamento');
ylabel('Coeficiente de atrito');
legend('Seca', 'Molhada', 'Neve');
```

- Função da ODE para o sistema sem ABS

```
function vdot = Fn_ODE(t,x)

%Prâmetros do veículo
m=1400; rho=1.202; Cd=0.5; A=1.95; g=9.81;
Theta=0.0; bw=0.0; f=0.01; uw=0.0; fw=0.0;
Iw=0.65; rw=0.31; Nw=4; Fz=3560.0;

%Coeficientes da curva
y = x';
c = y(3:size(y,2));

x1 = x(1);
x2 = x(2);

%Escorregamento
lambda=(x2-x1)/x1;
```

```

x2w = x2/rw;

al = abs(lambda);
if al > 1.0, al =1.0; end;

mu=sign(lambda)*c*[al^6;al^5;al^4;al^3;al^2;al;1];

%Torque
Te =0.0; Tb=1000.0;
T = Te - Tb;

if x1 < 0, x1 = 0.0; end;
if x2 < 0, x2 = 0.0; end;

vdot=[((-0.5*rho*Cd*A)*(uw+x1)^2+Nw*Fz*mu-f*m*g*cos(Theta)-
m*g*sin(Theta))/(m);((fw*Fz-bw*x2w-Fz*rw*mu+T)/Iw)*(rw);
0;0;0;0;0;0;0];

if x1 <= 0, vdot(1) = 0.0; end;
if x2 <= 0, vdot(2) =0.0; end;

```

- Função ODE para o sistema com ABS

```

function xdot=teste_abs2(t,x)

%Parâmetros do veículo
m=1400; rho=1.202; Cd=0.5; A=1.95; g=9.81;
Theta=0.0; bw=0.0; f=0.01; uw=0.0;fw=0.0;
Iw=0.65; rw=0.31; Nw=4; Fz=3560.0;lref= -0.2;
Te = 0.0;

%Coeficientes da curva
y = x';
c = y(4:size(y,2));

%Cálculo do escorregamento
if x(1)>= x(2),
    if(x(1)==0)
        lambda = 0;
    else
        lambda=(x(2)-x(1))/x(1);
    end
else
    if(x(2)==0)
        lambda=0;
    else
        lambda=(x(2)-x(1))/x(2);
    end
end;

al = abs(lambda);
if al > 1.0, al =1.0;end;

mu=sign(lambda)*c*[al^6;al^5;al^4;al^3;al^2;al;1];

%Controlador
erro =lambda-lref;

%{

```

```

ts=0.1; % tempo de amostragem
td = 0.1; %atraso da valvula
rd = 0.112; %raio do freio
mud = 0.35; %coeficientende atrito do disco
Ad = 2.04; %area do pistao de freio
n = 2; %numero de superficies de atrito

Pf = x(4)+sign(erro)*x(5);
P = x(5)*exp(-t/td)-((exp(-t/td))-1)*Pf;
Tb = 0.01*n*mud*P*Ad*rd;
%}

G=1;

t = 0:1:5;
h = 10000*(exp(-100*t))*sign(x(3));
y = sum(h);
Tb = y*G;

if Tb<0.0, Tb=0.0;end;

T=Te-Tb;

% Define the state equations:
if x(1) <= 0.001, xdot(1)=0.0;end;
if x(2) <= 0.001, xdot(2)=0.0;end;

xdot=[(-(0.5*rho*Cd*A)*(uw+x(1))^2+ Nw*Fz*mu-f*m*g*cos(Theta)-
m*g*sin(Theta))/(m);((-fw*Fz-bw*x(2)-Fz*rw*mu+T)/Iw)*rw; erro;
0;0;0;0;0;0;0];

if x(1) <= 0.001,xdot(1)=0.0;end;
if x(2) <= 0.001,xdot(2)=0.0;end;

```

- Simulador

```

function varargout = Interface(varargin)
% INTERFACE MATLAB code for Interface.fig
%     INTERFACE, by itself, creates a new INTERFACE or raises the
existing
%     singleton*.
%
%     H = INTERFACE returns the handle to a new INTERFACE or the
handle to
%     the existing singleton*.
%
%     INTERFACE('CALLBACK',hObject,eventData,handles,...) calls the
local
%     function named CALLBACK in INTERFACE.M with the given input
arguments.
%
%     INTERFACE('Property','Value',...) creates a new INTERFACE or
raises the
%     existing singleton*. Starting from the left, property value
pairs are
%     applied to the GUI before Interface_OpeningFcn gets called. An
%     unrecognized property name or invalid value makes property
application

```

```

%      stop. All inputs are passed to Interface_OpeningFcn via
varargin.
%
%      *See GUI Options on GUIDE's Tools menu. Choose "GUI allows
only one
%      instance to run (singleton)".
%
% See also: GUIDE, GUIDATA, GUIHANDLES

% Edit the above text to modify the response to help Interface

% Last Modified by GUIDE v2.5 11-Jun-2016 18:16:08

% Begin initialization code - DO NOT EDIT
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',  gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @Interface_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',  @Interface_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',  [], ...
                  'gui_Callback',   []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
% End initialization code - DO NOT EDIT

% --- Executes just before Interface is made visible.
function Interface_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)

% This function has no output args, see OutputFcn.
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% varargin   command line arguments to Interface (see VARARGIN)

global y t vel t1 A Ax k v_tf v_vf f v_carro v_pneu ck_abs erro c slip
dist

%Inicialização das variáveis quando inicia simulador
c = [-1.5120, 9.9191, -25.3130, 31.5807, -19.7201, 5.3884, 0.4118];

v_tf = [];
v_vf = [];

k=0;
f=0;
ck_abs=0;
erro = 0;

t=[];
t=[t;0];
slip = [];
slip = [slip;0];
dist = [];
dist = [dist;0];

```

```

t1 = 0;
vel=0;

y = [];
y = [y;0];

v_carro = [];
v_carro = [v_carro;0];
v_pneu = [];
v_pneu = [v_pneu;0];

handles.plot = plot(handles.grafico,t,y);
handles.plot2 = plot(handles.grafico2, t, y);

%Função timer para atualização em tempo real
handles.timer = timer('ExecutionMode','fixedRate',...
    'Period',0.3,...
    'TimerFcn', {@GUIUpdate,handles});

% Choose default command line output for Interface
handles.output = hObject;

% Update handles structure
guidata(hObject, handles);

%Definição dos limites do gráfico
Ax = findall(0,'type','axes');
axis((Ax(1)),[0 20 0 250]);
A = axis;

% --- Outputs from this function are returned to the command line.
function varargout = Interface_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
% varargout cell array for returning output args (see VARARGOUT);
% hObject handle to figure
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Get default command line output from handles structure
varargout{1} = handles.output;

% --- Executes on button press in c_abs.
function c_abs_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to c_abs (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)
global ck_abs

if (get(hObject,'Value') == get(hObject,'Max'))
    ck_abs=1;
else
    ck_abs=0;
end
% Hint: get(hObject,'Value') returns toggle state of c_abs

% --- Executes on button press in freio.
function freio_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to freio (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)
global f

```

```

f=1;

% --- Executes on button press in iniciar.
function iniciar_Callback(hObject, eventdata, handles)
tic;
global y t vel t1 A Ax k f v_carro v_pneu slip
f=0;

%Desabilita botões que não podem ser pressionados durante a simulação
set(handles.iniciar,'Enable','off');
set(handles.velocidadeT,'Enable','off');
set(handles.deslocamento,'Enable','off');
set(handles.escorregamento,'Enable','off');

%=====
====%
%Para dar continuidade ao simulador, no caso de parar e querer começar
uma
%nova simulação. As próximas linhas de código correspondem a um tipo
de
%reset da interface
%=====
====%
if k ==1

    delete(handles.plot);

    t=[];
    t=[t;0];
    t1 = toc;
    y = [];
    y = [y;0];

    v_carro = [];
    v_carro = [v_carro;0];
    v_pneu = [];
    v_pneu = [v_pneu; 0];

    t = [t;t1];
    y = [y;vel];
    v_carro = [v_carro;vel];
    v_pneu = [v_pneu;vel];
    slip = [slip;0];

    handles.plot = plot(handles.grafico,t,y);

    handles.timer = timer('ExecutionMode','fixedRate',...
        'Period', 0.5,...
        'TimerFcn', {@GUIUpdate,handles});

    % Choose default command line output for Interface
    handles.output = hObject;

    % Update handles structure
    guidata(hObject, handles);

    Ax = findall(0,'type','axes');
    axis((Ax(1)),[0 20 0 250]);
    A = axis;
end

```

```

%=====
====%
k=0;
if strcmp(get(handles.timer, 'Running'), 'off')
    start(handles.timer);
end

function velocidade_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to velocidade (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: get(hObject,'String') returns contents of velocidade as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of
%        velocidade as a double
global vel;
velo = str2double(get(handles.velocidade, 'String'));
%velocidade fornecida pelo usuário em km/h no entanto, para os
%cálculos se
%utiliza o valor em m/s
vel = velo/3.6;

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function velocidade_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to velocidade (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns
%            called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%       See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

% --- Executes on button press in parar.
function parar_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to parar (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
global k f
k=1;
f=0;
%habilita os botões desabilitados quando simulando
set(handles.iniciar,'Enable','on');
set(handles.velocidadeT,'Enable','on');
set(handles.escorregamento,'Enable','on');
set(handles.deslocamento,'Enable','on');
if strcmp(get(handles.timer, 'Running'), 'on')
    stop(handles.timer);
end

function GUIUpdate(obj,event,handles)
global y k t vel t1 A Ax f v_carro v_pneu ck_abs erro c slip lambda
dist distancia

%Velocidade de entrada
if f==0
    t1 = toc;
    y = [y;vel];

```

```

v_carro = [v_carro;vel];
v_pneu = [v_pneu;vel];
t = [t;t1];
dist = [dist;0];
slip = [slip;0];

    if t1 > A(2)

        t1 = toc;
        st = size(t,1);
        for i = 0:st
            axis((Ax(1)),[(t1-20) (t1+2) 0 250]);
        end
    end

    if k==0

        %plot(handles.grafico, t, v_carro, 'b', t, v_pneu, 'r');
        set(handles.plot, 'ydata', (y*3.6));
        set(handles.plot, 'xdata', t);

    end

end

%Sistema durante o freio
if f==1

    t1=toc;
    if t1 > A(2)
        t1 = toc;
        st = size(t,1);
        for i = 0:st
            axis((Ax(1)),[(t1-20) (t1+2) 0 250]);
        end
    end

end

=====
%Frenagem implementada sem o sistema ABS
=====
    if ck_abs==0

        svc = size(v_carro,1);
        svp = size(v_pneu,1);

        ti=toc; tf=(ti+1); xi=[v_carro(svc), v_pneu(svp)];
        tspan = ti:0.05:tf;
        x = [xi, c];
        [tf,vf] = ode45('Fn_ODE', tspan, x);

        v_carro = [v_carro; vf(11,1)];
        y = [y;vf(11)];
        v_pneu = [v_pneu; vf(11,2)];
        t = [t; tf(11)];

    end

=====
%
%
%Cálculo do escorregamento
=====
%
    for i=1:1:size(t)
        if(abs(v_carro(i)*3.6) < 0.0001)
            v_carro(i)=0.0;

```



```

end
if(abs(v_pneu(i)*3.6) < 0.0001)
    v_pneu(i)=0.0;
end
sub(i) = ((v_pneu(i)*3.6)-(v_carro(i)*3.6));
end

for i=1:1:size(t)
    if(sub(i)==0 ||v_carro(i)==0)
        lambda(i)=0;
    else
        lambda(i) = sub(i)./(v_carro(i)*3.6);
    end
end

for i=1:1:size(t)
    slip(i)= lambda(i).*(-100);
end

%=====
==%
%Cálculo da distância de parada
%=====
==%
for i=1:1:(size(t,1)-1)
    if(abs(v_carro(i)) < 0.001)
        v_carro(i)=0.0;
    end
    if(abs(v_carro(i+1)) < 0.001)
        v_carro(i+1)=0.0;
    end
    if(v_carro(i)==0)
        v_carro(i)=0;
    else
        dist(i+1) =
dist(i)+(abs((v_carro(i+1)+v_carro(i))/2).*(t(i+1)-t(i)));
    end
end

dist(size(t))=0;

if k==0
plot(handles.grafico, t, (v_carro*3.6), 'b', t, (v_pneu*3.6),
'r');
    %set(handles.plot,'ydata',y);
    %set(handles.plot, 'xdata', t);

end
end

%=====
%Frenagem implementada com o sistema ABS
%=====
if ck_abs==1

    svc = size(v_carro,1);
    svp = size(v_pneu,1);

    ti=toc; tf=(ti+1); xi=[v_carro(svc), v_pneu(svp), erro];
    tspan = ti:0.05:tf;
    x = [xi, c];

```

```

[tf,vf] = ode45('teste_abs2', tspan, x);

v_carro = [v_carro; vf(11,1)];
y = [y;vf(11)];
v_pneu = [v_pneu; vf(11,2)];
t = [t; tf(11)];
erro = vf(11,3);

=====
%
% Cálculo do escorregamento
=====
%
for i=1:1:size(t)
    if((v_carro(i)*3.6)<0.01)
        v_carro(i)=0.0;
    end
    if((v_pneu(i)*3.6)<0.01)
        v_pneu(i)=0.0;
    end

    sub(i) =(v_pneu(i)*3.6)-(v_carro(i)*3.6);
end

for i=1:1:size(t)
    if((v_carro(i)*3.6)>=(v_pneu(i)*3.6))
        if(v_carro(i)==0)
            lambda(i)=0;
        end
        else lambda(i)= sub(i)./(v_carro(i)*3.6);
    end

    if ((v_pneu(i)*3.6)>(v_carro(i)*3.6))
        if(v_pneu(i)==0)
            lambda(i)=0;
        end
        else lambda(i)=sub(i)./(v_pneu(i)*3.6);
    end

end

for i=1:1:size(t)
    slip(i) = lambda(i).*(-100);
end

=====
=
% Cálculo distância de parada
=====
=
for i=1:1:(size(v_carro)-1)
    if(v_carro(i)<0.01)
        v_carro(i)=0;
    end
    if(v_carro(i+1)<0.01)
        v_carro(i+1)=0;
    end
    if(v_carro(i)==0)
        distancia(i)=0;
    else
        dist(i+1) = dist(i)+
abs((v_carro(i+1)+v_carro(i))/2).*(t(i+1)-t(i)));
    end

```

```

end

dist(size(t))=0;

if k==0
    plot(handles.grafico, t, (v_carro*3.6), 'b', t, (v_pneu*3.6),
'r');
    %set(handles.plot,'ydata',v_carro);
    %set(handles.plot, 'xdata', t);

    end
end

end

% --- Executes when user attempts to close Interface.
function Interface_CloseRequestFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to figure1 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
global t t1 y vel
clear t;
clear t1;
clear y;
clear vel;
% START USER CODE
% Necessary to provide this function to prevent timer callback
% from causing an error after GUI code stops executing.
% Before exiting, if the timer is running, stop it.
if strcmp(get(handles.timer, 'Running'), 'on')
    stop(handles.timer);
end

% Destroy timer
delete(handles.timer)

% END USER CODE

% Hint: delete(hObject) closes the figure
delete(hObject);

% --- Executes on button press in velocidadeT.
function velocidadeT_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to velocidadeT (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
global k t v_carro v_pneu f
if k==1
    if f==0
        plot(handles.grafico2, t, v_carro, t, v_pneu)
    end

    if f==1
        plot(handles.grafico2, t, v_carro, t, v_pneu)
    end
end
end

% --- Executes on button press in deslocamento.
function deslocamento_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to deslocamento (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB

```

```

% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
global k t ck_abs dist

if k==1
    if ck_abs==0
        plot(handles.grafico2, t, dist)
    end

    if ck_abs==1
        plot(handles.grafico2, t, dist)
    end
end

% --- Executes on button press in escorregamento.
function escorregamento_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to escorregamento (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
global k t y v_carro v_pneu f ck_abs slip lambda
if k==1
    if ck_abs==0
        plot(handles.grafico2, t, slip)
    end

    if ck_abs==1
        plot(handles.grafico2, t, slip)
    end
end

% --- Executes when selected object is changed in modelo_pista.
function modelo_pista_SelectionChangeFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to the selected object in modelo_pista
% eventdata    structure with the following fields (see UIBUTTONGROUP)
%   EventName: string 'SelectionChanged' (read only)
%   OldValue:  handle of the previously selected object or empty if
none was selected
%   NewValue:  handle of the currently selected object
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
global c
switch get(eventdata.NewValue, 'Tag')
    case 'seco'
        c = [-1.5120, 9.9191, -25.3130, 31.5807, -19.7201, 5.3884,
0.4118];
    case 'molhado'
        c = [-1.3759, 8.8899, -22.1823, 26.6998, -15.6574, 3.8209,
0.4571];
    case 'neve'
        c = [-0.5160, 3.4613, -9.0975, 11.8199, -7.8422, 2.4288,
0.0344];
end

% --- Executes when selected object is changed in mod_veiculo.

function mod_veiculo_SelectionChangeFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to the selected object in mod_veiculo
% eventdata    structure with the following fields (see UIBUTTONGROUP)
%   EventName: string 'SelectionChanged' (read only)
%   OldValue:  handle of the previously selected object or empty if
none was selected
%   NewValue:  handle of the currently selected object
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)

```