

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO DE JOINVILLE  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AUTOMOTIVA

WILIAN EIDT

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA PROFUNDIDADE DOS SULCOS DOS PNEUS NA  
OPERAÇÃO DE VEÍCULOS DE PASSEIO

Joinville  
2015

WILIAN EIDT

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA PROFUNDIDADE DOS SULCOS DOS PNEUS NA  
OPERAÇÃO DE VEÍCULOS DE PASSEIO

Trabalho de conclusão de curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Prof. Dr. Thiago A. Fiorentin  
Co-orientador: Prof. Me. James S. Eger

Joinville  
2015

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Eidt, Wilian

Análise da influência da profundidade dos sulcos dos  
pneus na operação de veículos de passeio / Wilian Eidt ;  
orientador, Thiago Antonio Fiorentin ; coorientador, James  
Schipmann Eger. - Joinville, SC, 2015.

74 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -  
Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville.  
Graduação em Engenharia Automotiva.

Inclui referências

1. Engenharia Automotiva. 2. Engenharia Automotiva. 3.  
Profundidade de sulco de pneus. 4. Dinâmica veicular. 5.  
Coeficiente de atrito entre pneu e pista. I. Fiorentin,  
Thiago Antonio. II. Schipmann Eger, James. III.  
Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em  
Engenharia Automotiva. IV. Título.

WILIAN EIDT

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA PROFUNDIDADE DOS SULCOS DOS PNEUS NA  
OPERAÇÃO DE VEÍCULOS DE PASSEIO

Este trabalho de Conclusão de Curso foi julgado para a obtenção do Título de Engenheiro Automotivo, e aprovado em sua forma final pela Comissão Examinadora e pelo programa de graduação.

Joinville, 30 de novembro de 2015.

**Comissão examinadora:**

---

Prof. Dr. Thiago Antonio Fiorentin  
Presidente da Comissão Examinadora

---

Prof. Dr. Alexandre Mikowski  
Membro

---

Prof. Dr. Sérgio Junichi Idehara  
Membro

## RESUMO

O presente trabalho é um estudo sobre como o comportamento dinâmico dos veículos é afetado com a variação da profundidade dos sulcos dos pneus. Para tanto, é feita uma análise dinâmica, na qual o foco de estudo é verificar, através de equações analíticas, como o comportamento dinâmico do veículo é afetado pelas diferentes condições de conservação dos pneus. Além disso, é realizada uma análise estatística do estado de conservação dos pneus de veículos de passeio da cidade de Joinville – SC. O parâmetro usado para ambas as análises foi a profundidade dos sulcos do pneu, sendo que o mínimo permitido por lei, segundo Brasil (1980) pelo CONTRAN, é 1,6 mm, que é a profundidade chamada de *tread wear indicator* (TWI). A medição da profundidade dos sulcos foi realizada com auxílio de um equipamento específico. Com o resultado da análise estatística, é possível verificar qual a profundidade média dos sulcos dos pneus dos veículos de passeio dos professores e servidores da UFSC, campus de Joinville. Além disso, com o resultado da análise dinâmica do veículo é possível verificar como o comportamento do veículo é influenciado pelas diferentes profundidades de sulco.

**Palavras-chave:** Pneu, Dinâmica veicular, Profundidade de sulco.

## **ABSTRACT**

The present work is a study on how the dynamic behavior of the vehicle is affected with the variation of the tire tread depth. Therefore, a dynamic analysis is developed, in which the focus of study is to check through analytical equations how the dynamic behavior of the vehicle is affected by different tire conservation conditions. Besides this, a statistical survey of tire conservation status of passenger vehicles of teachers and servers from UFSC, campus Joinville –SC is realized. The parameter used for both analyzes was the tire tread depth, which the minimum allowed by law, according to the Brasil (1980), by CONTRAN is 1.6 mm, which is the depth called as tread wear indicator (TWI). The measurement of the tread depth was made with the aid of a specific equipment. As a result of statistical analysis is possible to verify the tire tread depth average in the city of Joinville. Besides this, with the dynamic analysis of the vehicle is possible to verify how the behavior of the vehicle is influenced for the different tread depths.

**Keywords:** Tire, Vehicle dynamics, Tread depth.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Pneu Diagonal vs Radial.....	17
Figura 2 - Sistema de coordenadas para pneus SAE .....	19
Figura 3 - Fenômeno de aquaplanagem.....	21
Figura 4 - Coeficiente de resistência ao rolamento em função da velocidade para pneus radiais e diagonais .....	22
Figura 5 - Deformação devido a frenagem na zona de contato entre pneu e pista.....	23
Figura 6 - Força de atrito versus escorregamento. ....	24
Figura 7 - Deformação do pneu com a aplicação de força lateral. ....	25
Figura 8 - Sistema de coordenadas em um veículo segundo a SAE. ....	27
Figura 9 - Força lateral em função do ângulo de deriva. ....	27
Figura 10 - Força lateral do pneu em função da carga vertical. ....	28
Figura 11 - Força lateral do pneu em função da pressão interna. ....	28
Figura 12 - Representação da vibração de um veículo.....	29
Figura 13 - Forças agindo no veículo. ....	30
Figura 14 - Dispositivo utilizado para a realização das medições de profundidade de sulco dos pneus.....	32
Figura 15 - Verificação do instrumento de medição. ....	33
Figura 16 - Medição da profundidade de sulco do pneu. ....	34
Figura 17 - Quantidade de pneus de acordo com a profundidade de sulco.....	37
Figura 18 - Transferência de carga transversal devido ao torque no diferencial.....	41
Figura 19 - Modelagem de um veículo em condição de frenagem. ....	45
Figura 20 - Distância de parada durante a frenagem em função do coeficiente de atrito para pista seca. ....	49
Figura 21 - Distância de parada durante a frenagem em função do coeficiente de atrito para pista com 1 mm de água.....	51
Figura 22 - Distância de parada durante a frenagem em função do coeficiente de atrito para pista com 2 mm de água.....	53
Figura 23 - Geometria ideal de esterçamento de um veículo em baixa velocidade. ....	58
Figura 24 - Relação entre força lateral e ângulo de deriva.....	60
Figura 25 - Rigidez lateral de um pneu em diferentes condições de pista. ....	61
Figura 26 - Simplificação do veículo contornando uma curva através do bicycle model.....	62

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Componentes de um pneu 195/65 R 15 ContiEcoContact. ....	17
Tabela 2 - Coleta de dados para análise estatística.....	34
Tabela 3 - Coeficientes de atrito em função das condições da pista e da velocidade do veículo. .....	38
Tabela 4 - Dados de entrada para os cálculos em Matlab. ....	39
Tabela 5 - Desempenho de aceleração em função do coeficiente de atrito entre pneu pista....	44
Tabela 6 - Desempenho de frenagem em pista seca. ....	48
Tabela 7 - Desempenho de frenagem em pista com filme de água com 1 mm de espessura. ...	50
Tabela 8 - Desempenho de frenagem em pista com filme de água com 2 mm de espessura. ...	52
Tabela 9 - Relação entre SSF e coeficiente de atrito para pista seca.....	55
Tabela 10 - Relação entre SSF e coeficiente de atrito para pista com filme de água com 1 mm de espessura. ....	56
Tabela 11 - Relação entre SSF e coeficiente de atrito para pista com filme de água com 2 mm de espessura. ....	57
Tabela 12 - Calibração do medidor de profundidade de sulco. ....	71
Tabela 13 - Incerteza associada apenas a resolução do instrumento de medição.....	71
Tabela 14 - Dados coletados dos veículos.....	72
Tabela 14 - Dados coletados dos veículos (Continuação).....	73
Tabela 14 - Dados coletados dos veículos (Conclusão). ....	74

## LISTA DE SÍMBOLOS

$F_x$	Força trativa
$F_y$	Força lateral
$F_z$	Força normal
$M_x$	<i>Overturning moment</i>
$M_y$	Momento de resistência ao rolamento
$M_z$	Momento de auto alinhamento
$\alpha$	Ângulo de deriva positivo ou <i>positive slip angle</i>
$\gamma$	Ângulo de inclinação positiva
$\omega$	Velocidade angular
$f$	Coefficiente de resistência ao rolamento
$V$	Velocidade longitudinal
$r_d$	Raio dinâmico do pneu
$\mu_p$	Coefficiente de atrito de pico
$\mu_s$	Coefficiente de atrito em condições de escorregamento
$q$	Velocidade angular devido ao omento de arfagem ( <i>Pitch</i> )
$r$	Velocidade angular devido ao Momento de guinada ( <i>Yaw</i> )
$p$	Velocidade angular devido ao Momento de rolamento ( <i>Roll</i> )
$C_\alpha$	Rigidez lateral do pneu
$F_c$	Força centrípeta
$h_a$	Altura da força de arrasto aerodinâmica
$\theta$	Ângulo de inclinação da pista
$R_{h,x}$	Força longitudinal agindo no ponto do engate de reboque
$R_{h,z}$	Força vertical agindo no ponto do engate de reboque
$h_h$	Altura do engate
$d_h$	Distância do engate até o eixo traseiro
$\bar{x}$	Média amostral
$\alpha$	Nível de significância
$E$	Erro amostral
$\mu$	Média populacional
$\sigma$	Desvio-padrão populacional
$Z_{\alpha/2}$	Valor crítico que corresponde ao grau de confiança desejado

$n$	Tamanho de amostra
$s$	Desvio-padrão amostral
$\mu_e$	Coefficiente de atrito estático
$x$	Distribuição de carga
$t_I$	Bitola dianteira
$t_{II}$	Bitola traseira
$L$	Distância entre eixos
$h$	Altura do CG
$M$	Massa do veículo
$b$	Distância do eixo dianteiro ao CG
$c$	Distância do eixo traseiro ao CG
$\delta$	Inércia de translação equivalente à de rotação
$\rho$	Densidade do ar
$A$	Área frontal
$C_x$	Coefficiente de arrasto aerodinâmico
$T_d$	Torque imposto pelo eixo de transmissão no diferencial
$T_s$	Torque devido a rigidez de rolamento da suspensão
$W_r$	Carga vertical no eixo traseiro
$W_y$	Transferência lateral de carga em um eixo
$t$	Bitola
$F_{xmax}$	Força de tração máxima
$r$	Raio do pneu
$K_{\phi r}$	Resistência ao rolamento da suspensão traseira
$K_{\phi}$	Resistência total ao rolamento da suspensão dianteira e traseira
$N_f$	Relação final de transmissão
$W$	Carga nas rodas motrizes
$a_x$	Aceleração longitudinal
$F_f$	Força de frenagem
$F_{fI}$	Força de frenagem dianteira
$F_{fII}$	Força de frenagem traseira
$R_I$	Força de reação no eixo dianteiro
$R_{II}$	Força de reação no eixo traseiro
$G \cos \theta$	Força peso

$F_s$	Força de sustentação
$F_i$	Resistência de inércia
$Q_s$	Resistência devido ao aclone
$Q_a$	Resistência aerodinâmica
$Q_r$	Resistência de rolamento
$Q_{rI}$	Resistência de rolamento no eixo dianteiro
$Q_{rII}$	Resistência de rolamento no eixo traseiro
$t_{reação}$	Tempo de reação
$s_{reação}$	Espaço de reação
$\mu_k$	Coefficiente de atrito cinético
$R$	Raio de curvatura
$\delta_o$	Ângulo de esterçamento externo
$\delta_i$	Ângulo de esterçamento interno
$\delta$	Ângulo de Ackerman

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	14
1.1	OBJETIVOS	15
1.1.1	Objetivo geral	15
1.1.2	Objetivos específicos	15
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	16
2.1	PNEUS	16
2.1.1	Partes constituintes e tipos de construção	16
2.1.2	Sistema de coordenadas	18
2.1.3	Mecanismos de geração de forças	20
2.1.4	Propriedades de tração	22
2.1.5	Ângulo de Deriva	25
2.2	DINÂMICA VEICULAR	26
2.3	AMOSTRAGEM	30
2.4	RELAÇÃO ENTRE AMOSTRAGEM E ANÁLISE DINÂMICA	31
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	32
3.1	ANÁLISE DO INSTRUMENTO DE MEDIÇÃO UTILIZADO	33
3.2	COLETA DE DADOS	34
3.3	RESULTADOS DA COLETA DE DADOS	36
3.4	CORRELAÇÃO COM O COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE PNEU E PISTA	37
3.5	DADOS DO VEÍCULO ANALISADO	38
<b>4</b>	<b>ANÁLISE DINÂMICA</b>	40
4.1	DESEMPENHO DE ACELERAÇÃO EM FUNÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE PNEU E PISTA	40
4.2	DESEMPENHO DE FRENAGEM EM FUNÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO	44
4.3	CAPOTAGEM EM FUNÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE PNEU E PISTA	53
4.4	ANÁLISE DE ESFORÇOS EM CURVAS	58
4.4.1	Esterçamento em baixa velocidade	58
4.4.2	Esterçamento em alta velocidade	59
4.4.3	Equações de esterçamento	61

<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES</b> .....	66
5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	68
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	69
	<b>APÊNDICE A</b> – Dados da calibração do medidor de sulcos.....	71
	<b>APÊNDICE B</b> – Dados coletados dos veículos para a análise estatística.....	72

## 1 INTRODUÇÃO

O cuidado com o estado de conservação dos pneus em veículos de passeio reflete diretamente na segurança da condução proporcionada pelo veículo. Em análises de dinâmica veicular, diversos componentes de um veículo podem ser empregados para elaborar modelos analíticos. Um dos componentes mais importantes em estudos de dinâmica veicular é o pneu, devido ao fato de ser o único componente que mantém o veículo em contato com o solo (GILLESPIE, 1992).

Uma das características dos pneus que pode ser usada para análises é a medida da profundidade dos sulcos do pneu. A função dos sulcos é drenar água em condições de pista molhada. Portanto, este parâmetro tem influência expressiva na segurança em condições de pista molhada, pois com a diminuição da profundidade dos sulcos a capacidade do pneu de drenar a água fica reduzida e o risco de acidente ocasionado por aquaplanagem aumenta (LEAL; DA ROSA; NICOLAZZI, 2012).

O Art. 4º da resolução Nº 558/80 do CONTRAN (BRASIL, 1980) estabelece que deve haver uma profundidade de no mínimo 1,6 mm nos sulcos dos pneus do veículo para que este seja considerado apto para rodar. Essa medida mínima é conhecida como *Tread Wear Indicator* (TWI) e pode ser encontrada na região interna dos sulcos em forma de saliências de borracha com o objetivo de indicar a profundidade mínima, que é constatada quando a banda de rodagem estiver gasta de tal forma que a profundidade do sulco seja a mesma do TWI. No entanto, mesmo com profundidades superiores à mínima emposta pela lei, a segurança do veículo já fica comprometida em situações de pista molhada, pois a capacidade de drenar a água fica muito comprometida em altas velocidades.

Muitos estudos de dinâmica veicular abordam o comportamento do pneu em diferentes solicitações. No entanto, não há muitas referências com relação a estudos envolvendo pneus desgastados em diferentes condições, especialmente no Brasil. Depois de fazer o levantamento bibliográfico nas bases de dados ScienceDirect, SciELO e BDTD com os termos “TWI pneu”, “pneu sulco”, “pneu profundidade”, “pneu desgaste”, “tread depth”, “tire depth”, “tyre depth”, “tire TWI”, “tyre TWI”, durante o período de maio de 2015, não foi encontrada bibliografia significativa relacionada à influência de diferentes medidas de profundidade de sulco com o

comportamento dinâmico do veículo. O que foi encontrado em maior número são trabalhos que avaliam o desgaste do pneu, porém sem relacionar os efeitos do desgaste na dinâmica veicular.

Para tanto, o presente trabalho realiza uma análise estatística das medidas dos sulcos dos pneus de uma amostra dos carros da cidade de Joinville. Nela são levantadas as medidas do sulco da linha localizada na parte mais externa da banda de rodagem.

Após a análise estatística dos resultados obtidos das amostras, um estudo foi realizado com enfoque na dinâmica veicular, onde é analisada a influência da profundidade dos sulcos nas forças laterais e longitudinais exercidas sobre o pneu, através da influência causada pela profundidade dos sulcos no coeficiente de atrito entre pneu e pista e na rigidez lateral do pneu.

## 1.1 OBJETIVOS

O objetivo desse trabalho é analisar a profundidade dos sulcos dos pneus fazendo uso de ferramentas estatísticas e de dinâmica veicular.

### 1.1.1 Objetivo geral

De maneira geral, o objetivo do trabalho é avaliar a importância da profundidade do sulco do pneu no comportamento dinâmico do veículo. Para isso, são utilizados modelos analíticos disponíveis na literatura.

### 1.1.2 Objetivos específicos

Dentre os objetivos desse trabalho, podem-se citar os objetivos mais específicos, como, fazer um levantamento da situação de desgaste dos pneus com o auxílio de metodologias que possibilitem a análise estatística. Com os resultados obtidos da coleta, analisá-los com o auxílio de ferramentas estatísticas. E por fim, analisar como o desgaste dos pneus influencia na segurança de condução do veículo em diferentes situações.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção é apresentada uma revisão da literatura sobre os aspectos necessários para o desenvolvimento da pesquisa. São apresentados os principais itens que serviram de base para o desenvolvimento do trabalho, e de referencial para as conclusões realizadas.

### 2.1 PNEUS

“As forças principais pelas quais um veículo automotor de alta velocidade é controlado são desenvolvidas em quatro pequenas regiões – cada uma do tamanho de uma mão humana – onde os pneus entram em contato com a estrada”. (GILLESPIE, 1992, p. 5, tradução nossa).

Pneus são componentes muito importantes nos estudos sobre dinâmica veicular, e por isso, antes de estudar seu comportamento em diferentes condições, é necessário definir alguns pontos com relação a este componente, por exemplo, os componentes dos quais é formado, os tipos de construção, qual o sistema de coordenadas que irá ser adotado no presente estudo, quais as forças atuantes nos pneus e como estas são geradas. Enfim, essa caracterização do componente de estudo, no caso o pneu, permitirá um melhor entendimento quando forem analisadas as influências dos pneus no comportamento do veículo.

#### 2.1.1 Partes constituintes e tipos de construção

Pneus são o produto de uma combinação de dezenas de componentes que precisam ser formados, montados e curadas em conjunto. O resultado final depende de como todos os componentes são misturados a fim de chegar ao produto final que é o pneu. Pneus modernos são compostos de aço, tecido e borracha. Os principais componentes presentes em um pneu de veículo de passeio com peso aproximado de 8,5 kg estão listados na Tabela 1 (RILL, 2007).

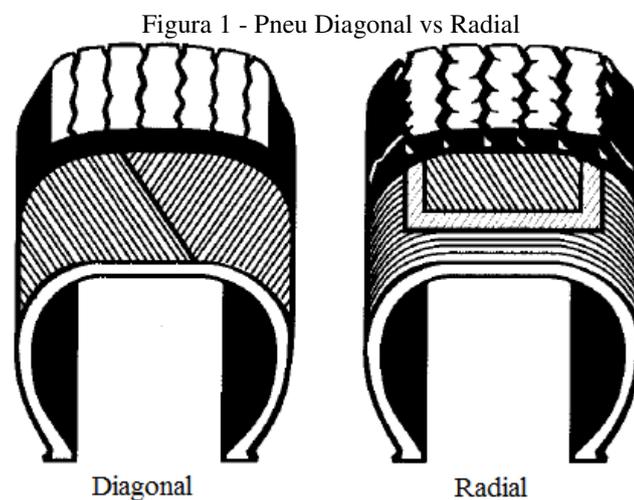
Tabela 1 - Componentes de um pneu 195/65 R 15 ContiEcoContact.

Componente	Porcentagem presente no pneu
Reforços: aço, rayon, nylon	16%
Borracha: natural/sintética	38%
Compostos: de carbono, de sílica, etc.	30%
Amaciante: óleo, resina	10%
Vulcanização: enxofre, óxido de zinco, etc	4%
Diversos	2%

Fonte: Rill (2007).

As funções essenciais dos pneus são três: suportar a carga vertical enquanto amortece os choques da estrada, desenvolver forças longitudinais para aceleração e frenagem, e desenvolver forças laterais para contornar curvas. Estas funções devem ser analisadas em conjunto com o tipo de construção (GILLESPIE, 1992).

O comportamento dos pneus nas diferentes condições de operação em que este pode ser submetido depende de vários fatores. Dentre eles o tipo de construção. Existem dois tipos principais de construção, o pneu radial e o pneu diagonal, conforme ilustrado na Figura 1.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

Os pneus radiais são caracterizados por carcaça com camadas paralelas dispostas entre os talões perpendicularmente em relação à circunferência. Nos pneus diagonais a carcaça é formada por duas ou mais camadas de lonas que se estendem entre os talões com as camadas em ângulos elevados de 35° a 40° em relação à circunferência. Ângulos elevados de disposição

das camadas resultam em maior conforto ao rodar, porém ângulos menores resultam em melhor estabilidade direcional (GILLESPIE, 1992).

Na análise dinâmica de pneus é importante levar em conta o tipo de construção do pneu, devido às diferenças existentes. Pneus diagonais são normalmente mais confortáveis em baixas velocidades devido ao maior amortecimento. Em contrapartida, pneus radiais tornam-se mais confortáveis em relação aos diagonais em altas velocidades.

As principais vantagens do pneu radial sobre o diagonal são: maior estabilidade direcional, aderência na direção e vida útil superior. Os pneus diagonais eram considerados o padrão no mercado americano até os anos de 1960, quando as vantagens dos pneus radiais, desenvolvidos na Europa, começaram a ser reconhecidas. Com o passar dos anos, os pneus radiais foram tomando o lugar dos pneus diagonais e tornaram-se os pneus padrões atuais para veículos de passeio (GILLESPIE, 1992).

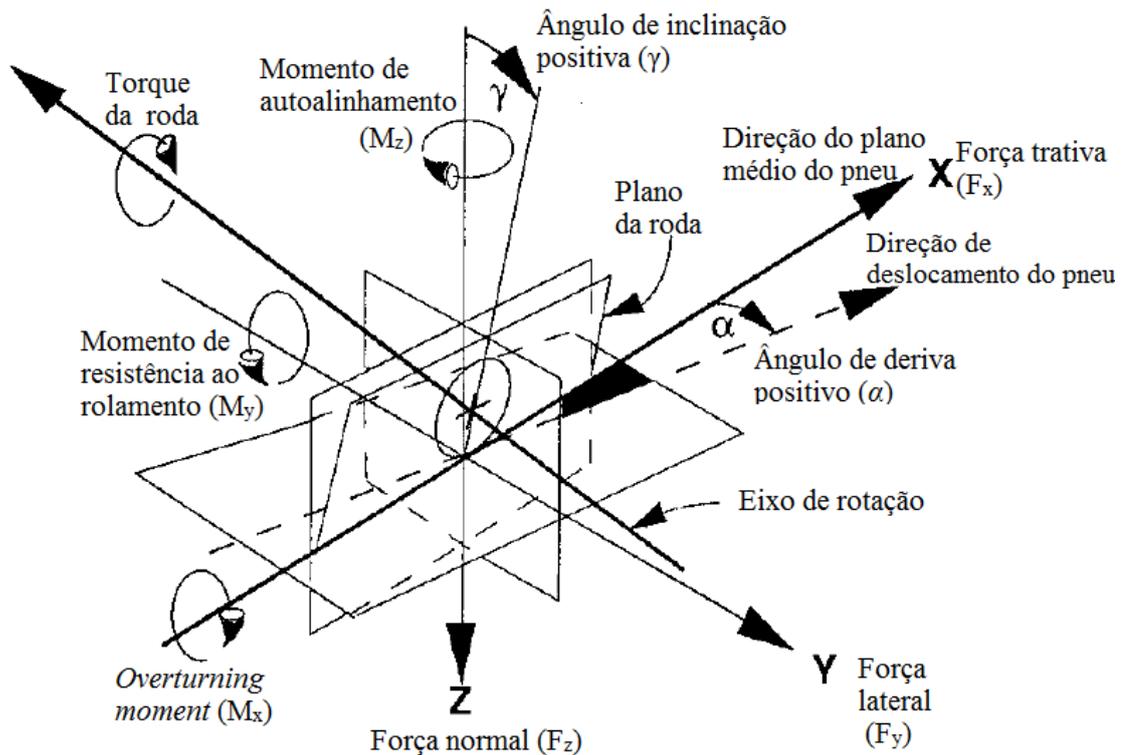
Pneus diagonais causam maior distorção na área de contato entre o pneu e o solo. Isso faz com que a banda de rodagem se contorça na região de contato com o solo quando o pneu está em movimento.

Para o correto equacionamento dos pneus é necessário que seja adotado um sistema de coordenadas. Para os cálculos que seguirão será adotado o sistema explicado a seguir.

### 2.1.2 Sistema de coordenadas

Com o objetivo de padronizar o sistema de coordenadas usado nos cálculos subsequentes será usado nesse trabalho o sistema de coordenadas definido pela *Society of Automotive Engineers* (SAE), que é ilustrado na Figura 2. Nesse sistema de coordenadas a origem é no centro do contato do pneu com a estrada. O eixo  $X$  é a intersecção do plano da roda e o plano da estrada com a posição positiva para frente. O eixo  $Z$  é perpendicular ao plano da estrada com a posição positiva para baixo. O eixo  $Y$  fica no plano da estrada, e a sua direção é escolhida de forma a fazer o sistema de eixos ortogonal e o sentido conforme a regra da mão direita (GILLESPIE, 1992).

Figura 2 - Sistema de coordenadas para pneus SAE



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

Conforme Gillespie (1992) algumas definições importantes na descrição de pneus e seu sistema de coordenadas, no padrão SAE, são:

- Plano da roda: Plano central do pneu normal ao eixo de rotação;
- Centro da roda: Intersecção do eixo de rotação e do plano da roda;
- Centro de contato do pneu: Intersecção do plano da roda e da projeção do eixo de rotação no plano da estrada;
- Loaded radius*: Distância do centro do contato do pneu até o centro da roda no plano da roda;
- Força trativa ( $F_x$ ): Componente da força que age no pneu através da estrada no plano da estrada e paralelo à intersecção do plano da roda com o plano da estrada;
- Força lateral ( $F_y$ ): Componente da força que age no pneu através da estrada no plano da estrada e normal à intersecção do plano da roda com o plano da estrada;
- Força normal ( $F_z$ ): Componente da força que age no pneu através da estrada que é normal ao plano da estrada;
- Overturning moment* ( $M_x$ ): Momento atuando no pneu através da estrada no plano da estrada e paralelo à intersecção do plano da roda com o plano da estrada;

- i) Momento de resistência ao rolamento ( $M_y$ ): Momento atuando no pneu através da estrada no plano da estrada e normal à intersecção do plano da roda com o plano da estrada;
- j) Momento de auto alinhamento ( $M_z$ ): Momento atuando no pneu através da estrada que é normal ao plano da estrada;
- k) Ângulo de deriva positivo ( $\alpha$ ): Ângulo entre a direção do plano médio do pneu e a direção de deslocamento;
- l) Ângulo de inclinação positiva ( $\gamma$ ): Ângulo entre o plano da roda e o vertical, também conhecido como ângulo de câmber. Câmbor positivo corresponde ao topo do pneu inclinado para fora do veículo.

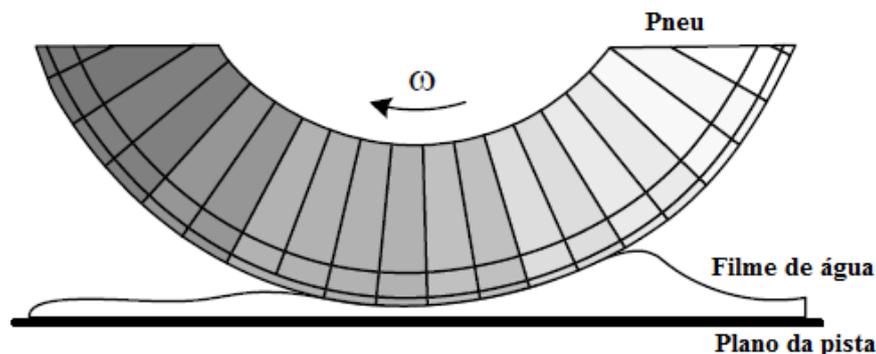
### 2.1.3 Mecanismos de geração de forças

As forças atuando em um pneu são uma combinação de forças de cisalhamento e de forças normais que atuam na região de contato. A distribuição de pressão embaixo de um pneu varia tanto em  $X$  quanto em  $Y$ . Além disso, quando o pneu rola, geralmente a distribuição de pressão não é simétrica em  $Y$ , e tende a ser maior na região frontal de contato do pneu com a pista (GILLESPIE, 1992).

A transmissão de forças do pneu para o solo ocorre através do atrito que existe na zona de contato da banda de rodagem com a pista. A aderência depende do tipo de pista e das características do pneu. A contribuição da banda de rodagem na aderência é influenciada pela composição da borracha da banda e do desenho das ranhuras. Em pista seca a aderência máxima é obtida com pneu totalmente liso, pois nessa situação o máximo de borracha do pneu fica em contato com o solo. Porém, em situações de pista molhada esse tipo de pneu torna-se muito perigoso, pois com um pneu totalmente liso em um piso liso não há mecanismos que proporcionem o escoamento da água, e assim pode ocorrer a aquaplanagem. Quando o piso é rugoso, há um efeito de auto-drenagem por parte da pista e a eficiência de drenagem de água da banda de rodagem do pneu não necessita ser tão grande como em piso liso (LEAL; DA ROSA; NICOLAZZI, 2012).

A Figura 3 ilustra a aquaplanagem que é o nome dado ao fenômeno que ocorre quando o pneu desliza sobre um filme de água. A aquaplanagem ocorre quando a capacidade do pneu de drenar a água sobre a pista fica saturada. O pneu deixa de ter contato com a pista e simplesmente desliza sobre a água. Nesta situação o carro perde a capacidade de tração e não responde aos comandos do motorista sobre a direção, freio e acelerador (JAZAR, 2008).

Figura 3 - Fenômeno de aquaplanagem.



Fonte: Adaptado de Jazar (2008).

Há dois mecanismos principais responsáveis pelo atrito entre pneu e solo: adesão e histerese. Ambos dependem do pequeno escorregamento que ocorre na zona de contato entre pneu e pista.

A adesão da superfície é oriunda das ligações intermoleculares entre a borracha do pneu na superfície da estrada. Em pista seca, a adesão é o componente mais relevante para o atrito entre pneu e pista, porém em pista molhada a adesão cai substancialmente e assim o atrito entre pneu e solo nessa condição é reduzido.

O mecanismo de histerese representa a perda de energia devido à deformação da borracha do pneu quando o mesmo desliza sobre a pista. O atrito proveniente da histerese não é tão afetado em pista molhada, por isso, em pista molhada a melhor tração é alcançada com pneus de borracha com alta histerese na banda de rodagem.

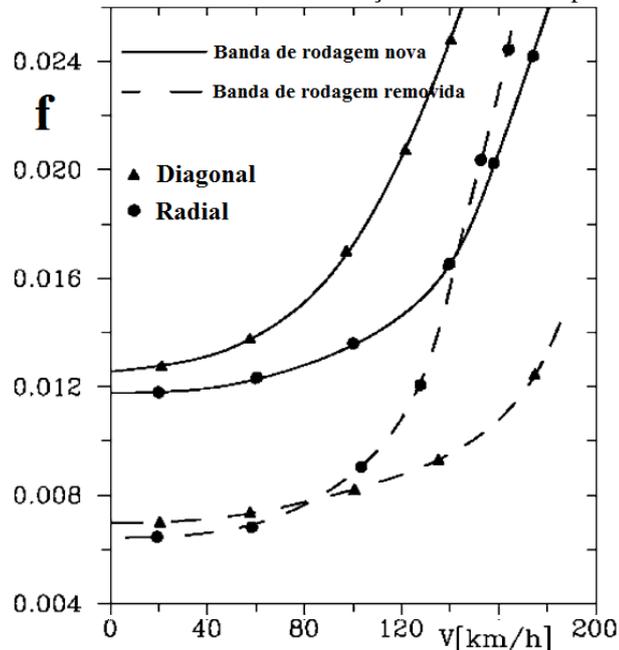
O coeficiente de resistência ao rolamento ( $f$ ) aumenta com a velocidade, tanto para pneus diagonais como radiais. Porém esse comportamento é afetado pela profundidade dos sulcos do pneu.

No caso de pneus diagonais, tanto pneu novo, com banda de rodagem intacta, como pneu com sulcos removidos, o coeficiente de resistência ao rolamento aumenta com a velocidade. Além disso, o coeficiente de resistência ao rolamento diminui com o desgaste do pneu, ou seja, para uma mesma velocidade um pneu com sulcos possui um coeficiente de resistência ao rolamento maior que um pneu sem sulcos.

Para pneus radiais o comportamento é um pouco diferente. Tanto com sulcos quanto sem sulcos, há um aumento do coeficiente de resistência ao rolamento em função da velocidade. Porém há uma região onde ocorre um cruzamento das curvas que descrevem o coeficiente de resistência ao rolamento em função da velocidade. Assim, para o pneu do tipo radial, para até

certa velocidade, o pneu com sulcos possui coeficiente maior em relação ao pneu sem sulcos, mas a partir de um determinado ponto o pneu sem sulcos passa a ter maior coeficiente de resistência. Esse comportamento é descrito na Figura 4. (GENTA; MORELLO, 2009).

Figura 4 - Coeficiente de resistência ao rolamento em função da velocidade para pneus radiais e diagonais



Fonte: Adaptado de Genta e Morello (2009).

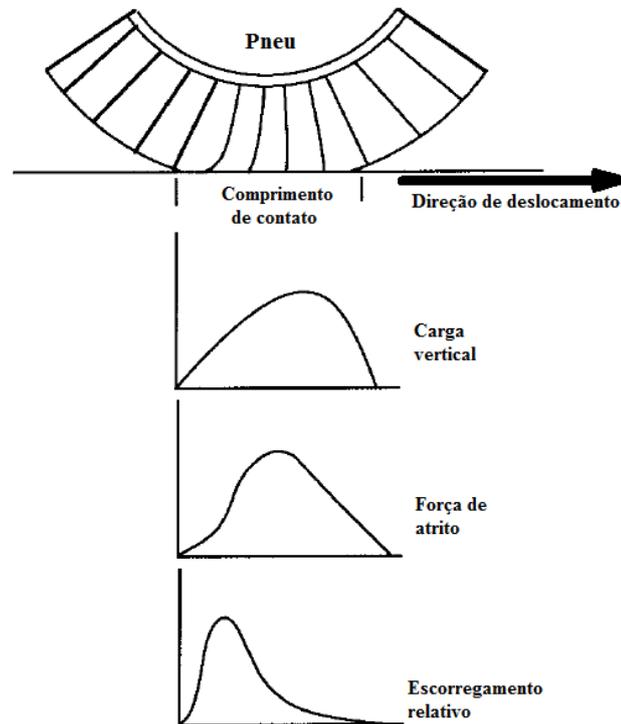
O cálculo do coeficiente de resistência ao rolamento para pneus normais pode ser feito através da Equação 1, na qual, como pode ser visto, o coeficiente de resistência ao rolamento é função apenas da velocidade em unidade de m/s (LEAL; DA ROSA; NICOLAZZI, 2012).

$$f = 0,0150 + 0,052 \left( \frac{V}{100} \right)^2 \quad (1)$$

#### 2.1.4 Propriedades de tração

Em condição de aceleração e frenagem o escorregamento do pneu sobre a pista aumenta. Isso ocorre devido à deformação dos elementos rugosos da borracha do pneu na banda de rodagem, que defletem para desenvolver e sustentar a força de atrito. Na Figura 5 é ilustrado o mecanismo de deformação devido à condição de frenagem (GILLESPIE, 1992).

Figura 5 - Deformação devido a frenagem na zona de contato entre pneu e pista.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

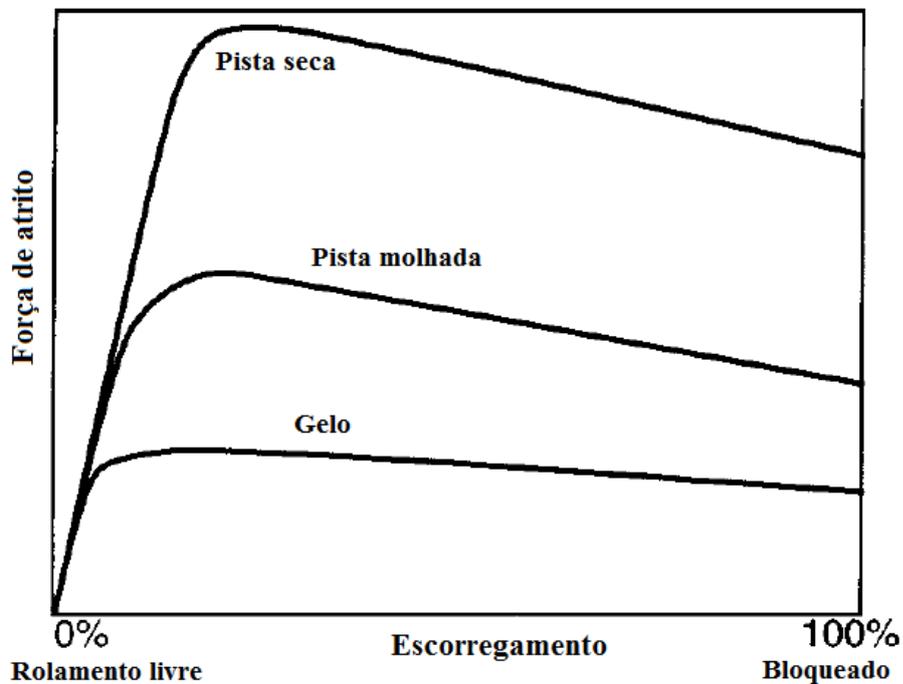
Conforme os elementos da banda de rodagem entram em contato com a estrada, os mesmos necessitam se curvar para sustentar a força de atrito. Isso ocorre somente se o pneu estiver se movendo mais rápido que a circunferência da banda de rodagem. Enquanto os elementos da banda de rodagem percorrem a área de contato, sua deflexão é acumulada juntamente com a carga vertical, desenvolvendo assim maior força de atrito. Na parte traseira da zona de contato a carga é menor e nessa região começa o escorregamento dos elementos da banda de rodagem, diminuindo a força de atrito até chegar a zero quando a banda de rodagem deixa a zona de contato com a estrada (GILLESPIE, 1992).

As forças de aceleração e frenagem são resultado da diferença entre a velocidade de rolagem do pneu e a velocidade do veículo. Como resultado há um escorregamento na zona de contato. A definição do escorregamento é apresentada na Equação 2, onde  $V$  é a velocidade longitudinal do veículo;  $r_d$  é raio dinâmico do pneu; e  $\omega$  a velocidade angular da roda (GILLESPIE, 1992).

$$Slip(\%) = \left(1 - \frac{r_d \omega}{V}\right) \times 100 \quad (2)$$

Em condições típicas de frenagem, a força longitudinal produzida no pneu tem o comportamento aproximado mostrado na Figura 6, onde a força de atrito aumenta com uma determinada inclinação com o aumento do escorregamento até atingir um determinado valor, onde então a força de atrito começa a cair. Essa parte inicial do gráfico presente na Figura 6, onde a força de atrito aumenta de forma linear com o escorregamento, é o que define a rigidez longitudinal do pneu. A rigidez longitudinal tende a ser baixa para pneus novos com profundidade dos sulcos completa e aumenta com o desgaste da banda de rodagem. Analogamente, a rigidez longitudinal de pneus com sulcos longitudinais é maior que em pneus de tração (GILLESPIE, 1992).

Figura 6 - Força de atrito versus escorregamento.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

A parte da curva onde a força de atrito aumenta com o escorregamento se deve ao fato dos elementos da banda de rodagem trabalharem de maneira eficaz sem tanto escorregamento. Quando a região de escorregamento do pneu na parte de trás começa a se espalhar para a frente do pneu, a força de atrito começa a diminuir com o aumento do escorregamento a partir de certo ponto.

Como pode ser visto na Figura 6, a região de escorregamento onde a força de atrito começa a diminuir com o escorregamento varia para diferentes condições de pista, sendo que para pista seca esse comportamento começa em regiões de maior escorregamento em

comparação a pista molhada e com gelo. Assim, para pista seca a força de atrito máxima atingível é muito maior que para pista molhada ou com gelo.

O coeficiente de atrito é normalmente descrito de duas formas, o coeficiente de atrito de pico, representado por  $\mu_p$ , e o coeficiente de atrito em condições de escorregamento, representado por  $\mu_s$ .

### 2.1.5 Ângulo de Deriva

Os pneus são corpos elásticos e por isso se deformam com a aplicação de forças laterais. Se os pneus fossem corpos rígidos a força lateral máxima aplicável ao pneu seria determinada somente pelo coeficiente de atrito entre pneu e pista, porém, devido a característica de elasticidade, a aplicação de uma força lateral ao pneu faz com que o mesmo se desloque lateralmente. O ângulo entre o plano médio do pneu e a direção de deslocamento do pneu é conhecido como ângulo de deriva,  $\alpha$ , que em inglês é chamado de *slip angle* (LEAL; DA ROSA; NICOLAZZI, 2012; HEISLER, 2002).

Os elementos da banda de rodagem em contato com a estrada permanecem na posição de contato original com a estrada e são defletidos em relação ao pneu, isso explica o perfil da zona de contato entre pneu e estrada quando surge o ângulo de deriva, conforme ilustrado na Figura 7. A força lateral é acumulada nos elementos enquanto estes são movidos para trás da seção de contato até o ponto onde a força lateral atuante no elemento supera a força de atrito disponível e o escorregamento ocorre.

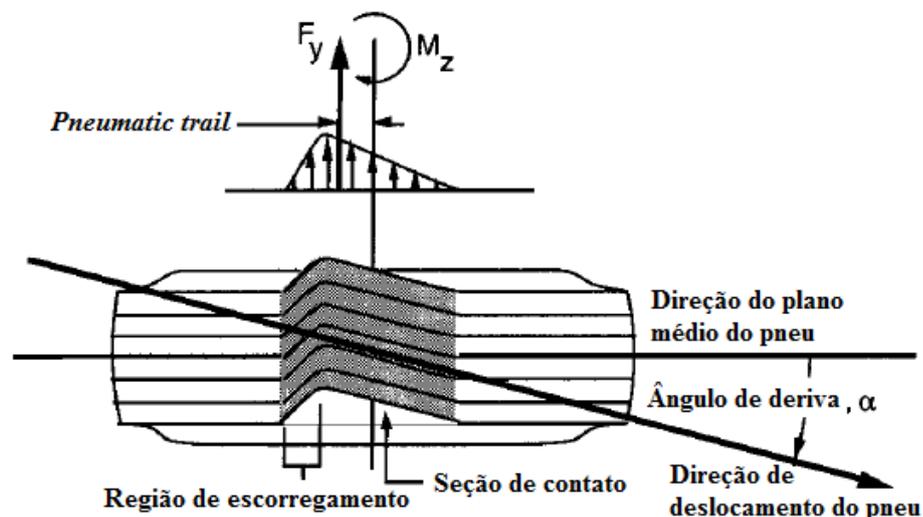


Figura 7 - Deformação do pneu com a aplicação de força lateral.

Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

As forças que atuam na seção de contato podem ser representadas por uma única força lateral que age no centroide do plano formado pelos eixos X e Y. O centroide da força lateral resultante fica localizado na parte traseira da seção de contato em uma distância do centro da seção de contato que é conhecido como *pneumatic trail*. Segundo convenção da SAE a força lateral é tratada como atuando no centro da seção de contato, assim, surge um momento associado a esse deslocamento do ponto de atuação da força do centroide para o centro da seção de contato do pneu, tal força é denominada Força lateral,  $F_y$ , e o momento associado é designado pelo símbolo,  $M_z$ , que é igual a Força lateral multiplicada pelo *pneumatic trail* (GILLESPIE, 1992).

## 2.2 DINÂMICA VEICULAR

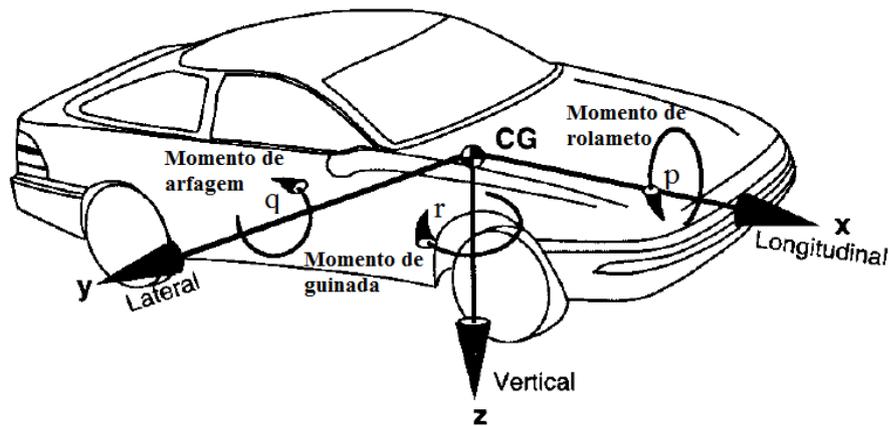
A dinâmica veicular é uma área de estudo da engenharia que tem base na mecânica clássica. Existem muitas possibilidades de estudos no que tange a dinâmica. Quando esta é limitada a área veicular, em geral, limita-se o estudo a veículos terrestres de quatro rodas e pneus.

A dinâmica veicular estuda os movimentos gerados durante a aceleração, frenagem, contorno de curvas e oscilações da pista que são respostas às forças impostas ao veículo. A dinâmica veicular também estuda como e o porquê das forças produzidas durante a operação do veículo (GILLESPIE, 1992).

A maior parte das forças estudadas em dinâmica veicular possui origem na região de contato entre pneu e pista. “Estudar o desempenho dos pneus sem compreender completamente sua significância para o veículo é algo insatisfatório, assim como, o inverso”. (GILLESPIE, 1992, p. 5, tradução nossa).

Na Figura 8 é apresentado o sistema de coordenadas da SAE para veículos. Este sistema de coordenadas é a referência utilizada neste trabalho. Definir o sistema de coordenadas é importante para situar o leitor sobre qual direção e sentido de cada fenômeno estudado.

Figura 8 - Sistema de coordenadas em um veículo segundo a SAE.



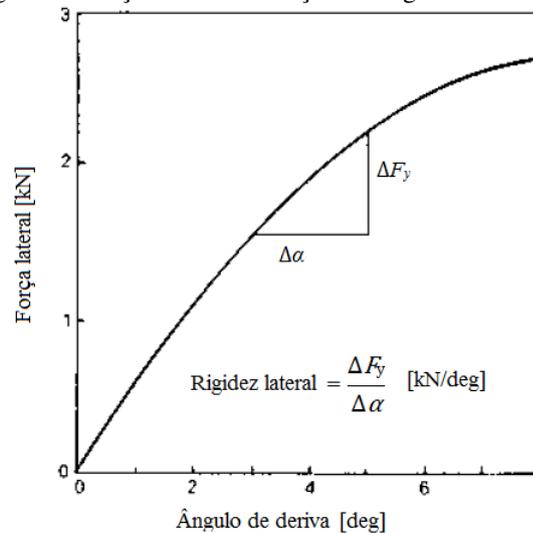
Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

A dinâmica lateral estuda o comportamento do veículo em condições de esterçamento, como estabilidade em curvas e comportamento conforme a característica do veículo, como neutro, subesterçante ou sobreesterçante.

Segundo Heisler (2002) os fatores que determinam a capacidade de força lateral desenvolvida entre o pneu e a pista são:

- Ângulo de deriva: Conforme ilustrado na Figura 9 o ângulo de deriva cresce linearmente com a força lateral num primeiro momento, mas a partir de determinado ângulo, a força lateral passa a crescer com o aumento do ângulo de deriva de forma não linear. Para elevados ângulos a força lateral começa a diminuir com o aumento do ângulo de deriva;

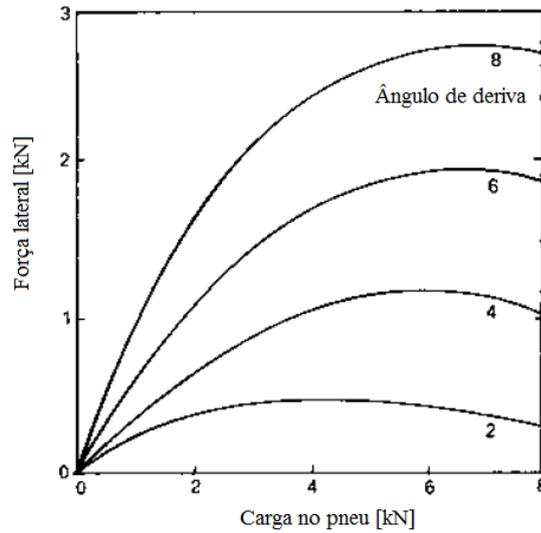
Figura 9 - Força lateral em função do ângulo de deriva.



Fonte: Adaptado de Heisler (2002).

- b) Carga vertical no pneu: Com o aumento da carga vertical sobre o pneu, para um dado ângulo de deriva, a força lateral aumenta de maneira moderada para pequenos ângulos e de maneira mais pronunciada para ângulos mais elevados, como pode ser visto na Figura 10;

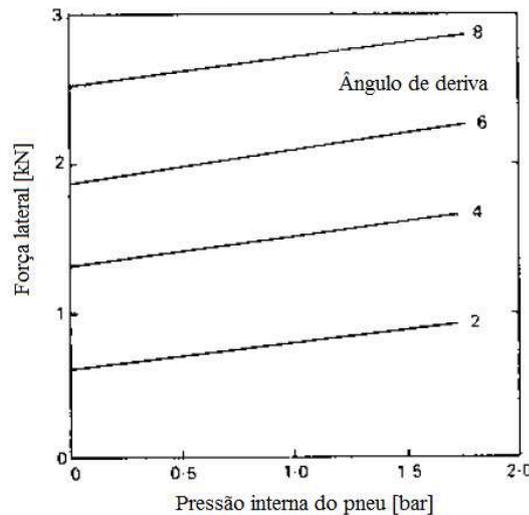
Figura 10 - Força lateral do pneu em função da carga vertical.



Fonte: Adaptado de Heisler (2002).

- c) Pressão interna do pneu: O aumento da pressão interna do pneu proporciona um aumento linear da força lateral do pneu para um dado ângulo de deriva conforme ilustrado na Figura 11.

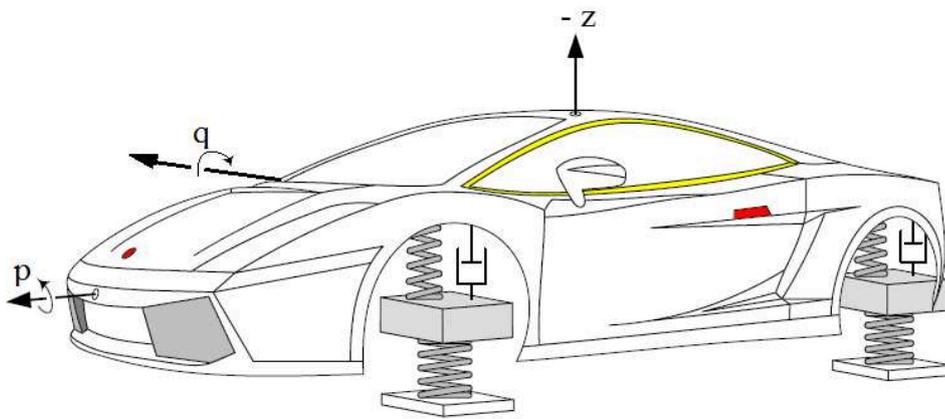
Figura 11 - Força lateral do pneu em função da pressão interna.



Fonte: Adaptado de Heisler (2002).

A dinâmica vertical estuda o movimento vertical do veículo em função das irregularidades da pista. Analisa o conforto proporcionado ao motorista durante a condução do veículo, além da segurança e manutenção do contato entre pneu e pista. O estudo de vibrações no veículo tem forte relação com a dinâmica vertical, uma representação de modelo para o estudo de vibração de um veículo é ilustrada na Figura 12. O veículo é um sistema de múltiplos graus de liberdade. O comportamento do veículo quando exposto a vibrações é fortemente dependente das frequências naturais e modos de vibrar do mesmo (JAZAR, 2008).

Figura 12 - Representação da vibração de um veículo.

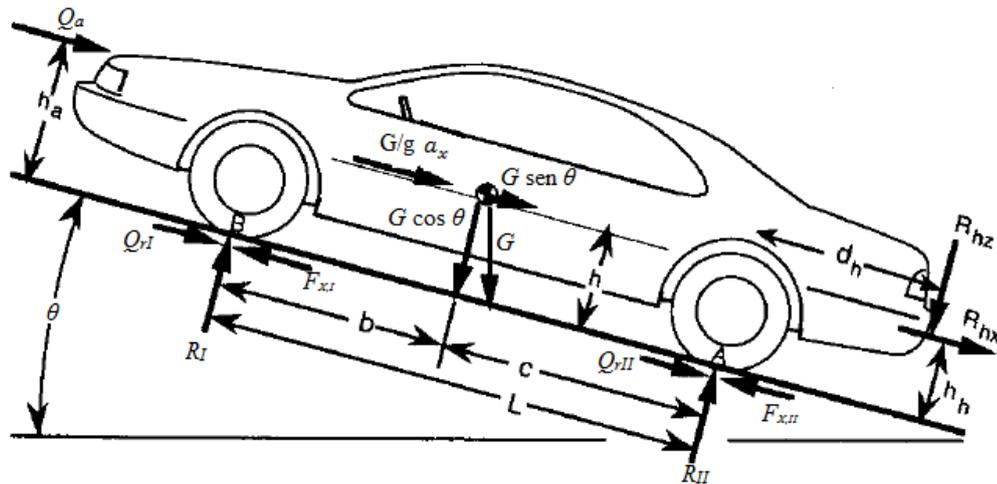


Fonte: Adaptado de Jazar (2008).

A dinâmica longitudinal analisa o movimento longitudinal do veículo em função das forças aplicadas durante a aceleração e a frenagem. Estuda o desempenho em aceleração, frenagem e resistências ao movimento, como, resistência aerodinâmica, resistência ao rolamento, resistência de inércia, capacidade de vencer rampas e resistência no reboque (GILLESPIE, 1992).

Na análise do desempenho de aceleração e frenagem, a inclusão das resistências ao movimento parte muitas vezes de um modelo como o descrito na Figura 13, onde várias resistências são consideradas. A análise pode as vezes ser simplificada por algumas considerações feitas, como por exemplo, não considerar a resistência aerodinâmica para análises em velocidades muito baixas, pois o efeito dessa resistência é pequeno em baixas velocidades.

Figura 13 - Forças agindo no veículo.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

### 2.3 AMOSTRAGEM

Dentro do campo de estudo da estatística há uma grande quantidade de métodos para lidar com os mais diferentes problemas. Análises estatísticas são realizadas com frequência em trabalhos acadêmicos nas mais diversas áreas do conhecimento. Segundo Montgomery e Runger (2009, p. 4), “O pensamento estatístico e os métodos estatísticos desempenham um papel no planejamento, na condução e na análise de dados provenientes de experimentos de engenharia.” Assim, em um trabalho que faz uso de ferramentas estatísticas é imprescindível o mínimo entendimento acerca das limitações de aplicabilidade dos diferentes métodos disponíveis. A aplicação de métodos estatísticos permite generalizar, com certo grau de segurança, conclusões obtidas a partir de uma amostra da população (CORREA, 2003).

Com o intuito de realizar um estudo sobre fatores referentes a uma parcela da sociedade é comum utilizar ferramentas estatísticas para planejar o estudo, coletar dados e analisá-los. O correto uso das ferramentas estatísticas é importante para que as conclusões realizadas sobre um estudo sejam coerentes com a realidade. Assim, “O campo de **estatística** lida com a coleta, apresentação, análise e uso de dados para tomar decisões, resolver problemas e planejar produtos e processos” (MONTGOMERY; RUNGER, 2009, p. 1).

Em geral, não é possível examinar todos os elementos de uma população. Para isso, segundo Marconi e Lakatos (2003, p. 163) “[...] utiliza-se o método da amostragem, que consiste em obter um juízo sobre o total (população), mediante a compilação e exame de apenas uma parte, a amostra, selecionada por procedimentos científicos”.

Para estudos onde se objetiva a coleta de dados de uma amostra que represente a população de interesse é preciso estimar um tamanho de amostra que possibilite tal representação. Para tanto, pode ser usado o intervalo de confiança para a quantidade de amostras de interesse com erro especificado, para a média e variância conhecida ou desconhecida. Tais fatores dependem das características das amostras que se pretende analisar.

Na execução de trabalhos científicos, em especial que fazem uso de técnicas de amostragem, alguns cuidados precisam ser tomados para que os resultados obtidos tenham validade científica, Marconi e Lakatos (2003, p. 165) citam, “fidelidade de aparelhagem, precisão e consciência dos testes; [...] critérios de seleção da amostra”.

#### 2.4 RELAÇÃO ENTRE AMOSTRAGEM E ANÁLISE DINÂMICA

Análise do comportamento dinâmico de um veículo, como sugere o presente trabalho, podem ser enriquecidas com a adoção de ferramentas auxiliares, como por exemplo, técnicas de amostragem. Assim, torna-se possível analisar o comportamento de um veículo a partir de dados oriundos de realidades de interesse.

Quando a infraestrutura permite, é possível obter uma massa de dados expressiva e assim conseguir realizar inferências estatísticas diversas. Em países como os Estados Unidos, órgãos como o *National Highway Traffic Safety Administration* (NHTSA) realizam diversos trabalhos fazendo uso de dados amostrais. No entanto, em suas coletas, possuem a pareceria de praças de pedágio e afins, para que contemplem grandes amostras e possam realizar diversas análises, inclusive sobre o estado de conservação dos pneus dos veículos (NHTSA, 2001).

Outros países, como a Finlândia também possuem grande interesse em estudar a influência do estado de conservação de pneus na causa de acidentes de trânsito. Na Finlândia, devido aos grandes períodos de neve, as condições da pista são bastante perigosas para os veículos, pois o atrito entre pneu e pista fica muito reduzido, acarretando em números elevados de acidentes quando pneus desgastados são usados nos veículos (DTU, 2011).

No Brasil, ainda há poucos estudos sobre a influência da conservação de pneus em relação ao número de acidentes ou comportamento dinâmico do veículo. Assim, não há muitos dados disponíveis e, portanto, este trabalho procura estudar a relação entre o estado de conservação dos pneus no comportamento do veículo usando equações analíticas da dinâmica veicular.

### 3 METODOLOGIA

Um dos objetivos deste trabalho é fazer um levantamento das características dos pneus dos veículos de passeio dos professores e servidores da UFSC, campus de Joinville, SC. O levantamento foi feito através de estudos exploratórios, que “[...] são realizados quando o objetivo é examinar um tema ou um problema de pesquisa pouco estudado, sobre o qual temos muitas dúvidas ou que não foi abordado antes”. (SAMPIERE; COLLADO; LUCIO, 2013, p. 101).

O presente trabalho faz uso de ferramentas estatísticas como intervalo de confiança, cálculo de média e desvio-padrão e conceitos de distribuição normal para avaliar as condições de desgaste dos pneus dos veículos. Também, são realizadas análises dinâmicas avaliando o comportamento do veículo com diferentes configurações de pneus. Para realização deste trabalho, primeiramente foi feita uma coleta de dados com as características pertinentes que possibilitem uma análise subsequente do comportamento dinâmico.

A medição da profundidade dos sulcos foi realizada com o uso de um medidor de profundidade de sulco, ilustrado na Figura 14, também chamado de “profundímetro”, com valor de divisão de escala de 1 mm e faixa de medição de 0 mm a 25 mm.

Figura 14 - Dispositivo utilizado para a realização das medições de profundidade de sulco dos pneus.



Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

Na coleta de dados foram observadas e registradas, para cada um dos quatro pneus dos veículos analisados, as medidas do sulco da linha que se localiza na parte mais externa da banda de rodagem, o diâmetro, a largura, a razão altura/largura, o tipo de construção e o fabricante.

### 3.1 ANÁLISE DO INSTRUMENTO DE MEDIÇÃO UTILIZADO

Poucas informações estão presentes na documentação que acompanha o dispositivo, e por consequência, seu desempenho metrológico é desconhecido.

Com o objetivo de avaliar o desempenho metrológico do instrumento foi realizada uma verificação, que o Vocabulário Internacional de Metrologia define como “[...]fornecimento de evidência objetiva de que um dado item satisfaz requisitos especificados.” (INMETRO, 2012, p. 41).

A verificação foi feita através da medição de três valores de referência com dimensões nominais de 0 mm, 5 mm e 7 mm, de modo que contemplassem a faixa de valores de profundidade dos sulcos dos pneus, que vai de 0 mm até 8 mm (Apêndice A). A verificação foi realizada sobre uma mesa de senos para que a superfície de medição fosse plana. Para os pontos 5 mm e 7 mm foram utilizados blocos-padrão com os respectivos valores nominais. Para o ponto 0 mm, o profundímetro foi posicionado diretamente sobre a superfície da mesa de senos. Os blocos-padrão foram colocados sobre a mesa e a sua altura foi medida com o profundímetro.

O resultado da verificação mostrou que o instrumento não apresenta erros de indicação para os valores medidos. Assim, a verificação serviu para mostrar que o instrumento usado não possuía erros grosseiros de indicação, tendo sua incerteza de medição dominada pela própria resolução. O procedimento de verificação pode ser visualizado na Figura 15.

Figura 15 - Verificação do instrumento de medição.



Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

### 3.2 COLETA DE DADOS

As amostras foram coletadas no estacionamento do bloco E da UFSC campus Joinville, com o objetivo de abranger um número suficiente para representar a frota de veículos de passeio dos professores e servidores da UFSC, campus Joinville, com determinado nível de confiança. A coleta de dados foi realizada no dia 21 de julho de 2015, no período das 9 horas até 11 horas, horário de Brasília. A Figura 16 mostra o processo de medição da profundidade dos sulcos dos pneus dos veículos analisados.

Figura 16 - Medição da profundidade de sulco do pneu.



Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

A placa de cada veículo foi anotada para que não ocorressem repetições nas amostras. Foram usados apenas veículos de passeio na coleta, devido às características dos pneus serem diferentes para veículos utilitários esportivos ou comerciais, por exemplo. A coleta de dados foi feita com o auxílio da Tabela 2.

Tabela 2 - Coleta de dados para análise estatística.

		PDE	PDD	PTE	PTD
PROF					
PLACA	MODELO VEÍCULO	RAIO	RADIAL/DIAG	FABRICANTE	SEÇÃO

Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

Na Tabela 2, os índices *PDE*, *PDD*, *PTE* e *PTD* representam respectivamente os pneus dianteiro esquerdo, dianteiro direito, traseiro esquerdo e traseiro direito e são relacionados com a profundidade dos sulcos, na Tabela 2 chamado de *PROF*.

Para o cálculo do tamanho de amostra necessário que represente a população de interesse deste trabalho, no caso os pneus da frota de veículos de passeio dos professores e servidores da UFSC, campus de Joinville, é usado o intervalo de confiança para uma única amostra com erro especificado para a média e variância conhecida.

O intervalo de confiança, de acordo com Montgomery e Runger (2009), representa uma estimativa de intervalo para um parâmetro de uma população. O parâmetro verdadeiro da população é desconhecido, e, portanto, não há como ter certeza de que o intervalo de confiança contempla o valor real da população. Assim, sua formulação é feita para que contemple o parâmetro desconhecido da população com determinado nível de confiança.

Para saber qual o tamanho mínimo de amostra que represente a população é usada a média amostral ( $\bar{x}$ ) como uma estimativa da média da população  $\mu$ . O tamanho apropriado da amostra deve apresentar um erro  $E \leq Z_{\alpha/2} \sigma / \sqrt{n}$ . O erro amostral é a diferença entre o resultado da amostra e o verdadeiro resultado da população, ou seja,  $E = | \bar{x} - \mu |$ . (MONTGOMERY; RUNGER, 2009; CIENCIASECOGNICAO, 2015).

O tamanho da amostra pode, então, ser estimado pela Equação 3, onde usando 95% de nível de confiança com valor  $Z_{\alpha/2} = 1,96$  correspondente ao nível de confiança, e o desvio-padrão populacional  $\sigma$  aproximado pelo desvio-padrão amostral  $s$ . (MONTGOMERY; RUNGER, 2009).

O erro amostral foi definido em 0,6 mm, valor considerado razoável para a aplicação e compatível com o desempenho metrológico do instrumento de medição.

$$n = \left( \frac{Z_{\alpha/2} \sigma}{E} \right)^2 \quad (3)$$

O uso do *software* Excel permitiu uma rápida determinação dos valores de média e desvio-padrão amostrais dos dados coletados. No Excel também foi implementada a Equação 3, sendo que os valores usados como as variáveis de entrada da equação foram:

- a) O desvio-padrão amostral, que foi calculado com a média das três repetições de medição realizadas em cada um dos pneus do total de 30 veículos, resultando em 120 médias e o resultado foi  $s = 1,59$  mm;

- b) O erro amostral admissível, que foi definido como sendo  $E = 0,6$  mm;
- c)  $Z_{\alpha/2} = 1,96$  para um nível de 95% de confiança adotado.

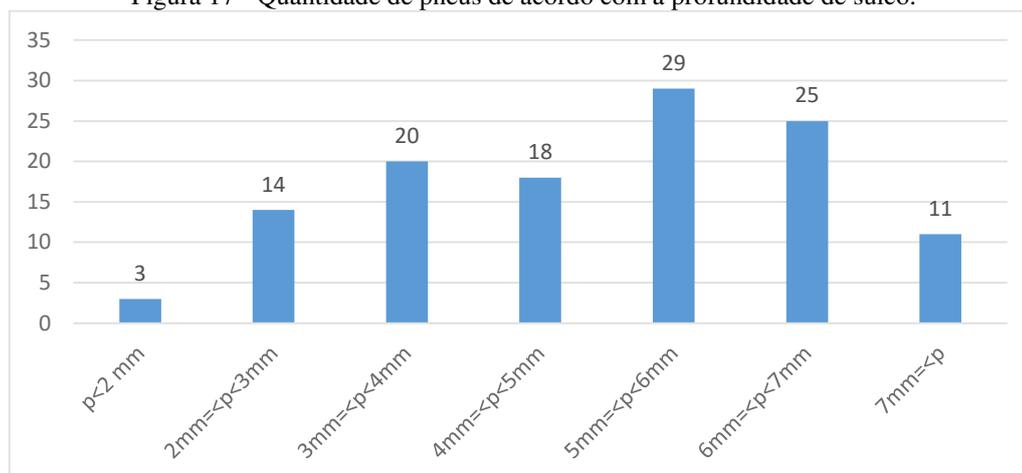
Assim, o tamanho mínimo da amostra necessário para representar a população de pneus da frota de veículos de passeio da UFSC, campus de Joinville, foi  $n = 28$  veículos. Como o tamanho da amostra inicial, usada para obtenção do desvio-padrão amostral era de 30 veículos, não foi necessário coletar mais dados, pois com a primeira amostra o tamanho da mesma já atende o valor mínimo de 28 veículos.

### 3.3 RESULTADOS DA COLETA DE DADOS

Após a coleta de dados para o cálculo do intervalo de confiança, será feita neste capítulo a análise estatística para obter dados sobre a população de pneus. Esses dados foram coletados para obter um panorama da situação dos pneus na UFSC, campus Joinville. Além disso, posteriormente foram usadas expressões de dinâmica veicular para melhor entender a influência da profundidade dos sulcos nas forças exercidas sobre o pneu.

A Figura 17 apresenta a quantidade total de pneus, onde os pneus são separados em classes correspondentes às faixas de medidas de profundidade de sulco. A maior parte dos pneus ficou na faixa de 5 mm a 6 mm, sendo 29 pneus nesta faixa. Três pneus apresentaram profundidade abaixo de 2 mm, sendo que um apresentou 1 mm e dois apresentaram 1,5 mm, ou seja, três pneus estavam com a profundidade de sulco abaixo de 1,6 mm, que é o mínimo imposto pela lei segundo o que estabelece o CONTRAN. Onze pneus estavam com profundidade igual ou superior a 7 mm, o que os caracteriza como pneus novos ou com pouco uso, pois segundo Leal, Da Rosa e Nicolazzi (2012) a medida de um pneu de veículo de passeio novo é em média 8 mm.

Figura 17 - Quantidade de pneus de acordo com a profundidade de sulco.



Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

A média da profundidade de sulco para todos os pneus foi de 4,74 mm e o desvio-padrão amostral foi de 1,59 mm. A incerteza expandida, levando em consideração a influência da resolução do instrumento, de 0,5 mm, como fonte de incerteza dominante, foi de 0,3 mm. O cálculo da incerteza pode ser consultado no Apêndice A.

### 3.4 CORRELAÇÃO COM O COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE PNEU E PISTA

O coeficiente de atrito de um pneu depende de vários fatores, como fatores relativos a construção do pneu e fatores relativos a condição do ambiente onde o pneu é solicitado. Dentre os fatores que alteram o valor do coeficiente de atrito, pode-se citar a profundidade dos sulcos do pneu. Em condição de pista seca, pneus novos tem a tendência de apresentar coeficiente de atrito entre pneu e pista inferior a pneus com banda de rodagem desgastada. No entanto, em condição de pista molhada, a tendência no valor do coeficiente de atrito entre pneu e pista se inverte, ou seja, pneus novos tendem a ter um coeficiente de atrito entre pneu e pista superior em comparação a pneus com banda de rodagem desgastada. Essa constatação pode ser observada na Tabela 3, que apresenta coeficientes de atrito entre pneu e pista para diferentes condições de pista e diferentes velocidades. Os valores da Tabela 3 são referentes a pista de concreto e de macadame alcatroado em boas condições, e o coeficiente de atrito entre pneu e pista é o coeficiente de atrito estático ( $\mu_e$ ), que está presente quando o pneu está rolando sobre a pista, ou seja, o pneu não está travado e o ponto de apoio do pneu no solo não se move em relação ao solo (GENTA; MORELLO, 2009; PRIETO, 2014).

Tabela 3 - Coeficientes de atrito em função das condições da pista e da velocidade do veículo.

Velocidade do veículo (km/h)	Condição do pneu	Condição de estrada				Com gelo
		Seca	Molhada (água com 0,2 mm de espessura)	Chuva pesada (água com 1 mm de espessura)	Poças de água (água com 2 mm de espessura)	
Coeficiente de atrito estático ( $\mu_e$ )						
50	Novo [8 mm]	0,85	0,65	0,55	0,5	$\leq 0,1$
	Desgastado [1,6 mm]	1	0,5	0,4	0,25	
90	Novo [8 mm]	0,8	0,6	0,3	0,05	
	Desgastado [1,6 mm]	0,95	0,2	0,1	0,05	
130	Novo [8 mm]	0,75	0,55	0,2	0	
	Desgastado [1,6 mm]	0,9	0,2	0,1	0	

Fonte: Adaptado de Prieto (2014).

Para os cálculos realizados no capítulo subsequente, além dos coeficientes de atrito entre pneu e pista para pneu novo e pneu desgastado, foi assumido uma condição intermediária de 4,74 mm, que representa a profundidade média obtida na coleta de dados realizada no levantamento estatístico dos pneus dos veículos dos professores e servidores da UFSC, campus de Joinville. Tal condição foi implementada nos cálculos assumindo que os respectivos coeficientes de atrito entre pneu e pista são obtidos de uma interpolação linear. Não foi encontrado nas pesquisas valores experimentais para tal condição, por isso, esta simplificação foi realizada para uma condição de conservação intermediária para os pneus.

### 3.5 DADOS DO VEÍCULO ANALISADO

Para as análises realizadas nos próximos capítulos é preciso definir alguns parâmetros dos veículos para poder realizar os cálculos necessários. Para tanto, na Tabela 4 é apresentado um conjunto de parâmetros típicos para as análises subsequentes. Os dados contidos na Tabela 4 são oriundos de exemplos de cálculos apresentados em Leal, Da Costa e Nicolazzi (2012). Tais dados foram usados porque é de difícil obtenção o conjunto completo de todos os dados

necessários para os cálculos realizados neste trabalho. Assim, com base em material da literatura, os cálculos podem ser realizados com um pouco mais de confiança, visto que já foram usados para os mesmos fins na literatura, o que é mais coerente do que a simples adoção de valores sem embasamento teórico.

Tabela 4 - Dados de entrada para os cálculos em Matlab.

Grandeza	Símbolo	Unidade	Valor
Tração	-	-	Dianteira
Distribuição de carga	$x$	-	0,50
Bitola dianteira	$t_I$	m	1,4
Bitola traseira	$t_{II}$	m	1,5
Distância entre eixos	$L$	m	2,48
Altura do CG	$h$	m	0,66
Massa do veículo	$M$	kg	1682
Distância do eixo dianteiro ao CG	$b$	m	1,24
Distância do eixo traseiro ao CG	$c$	m	1,24
Inércia de translação equivalente à de rotação	$\delta$	-	0,05
Densidade do ar	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	1,22557
Área frontal	$A$	m <sup>2</sup>	2
Coefficiente de arrasto aerodinâmico	$C_x$	-	0,33

Fonte: Adaptado de Leal, Da Costa e Nicolazzi (2012).

## 4 ANÁLISE DINÂMICA

Nessa seção é realizada a análise dinâmica da influência da profundidade dos sulcos dos pneus no comportamento do veículo. Para tanto, o desempenho de aceleração, desempenho de frenagem, a capotagem e comportamento em curvas são abordados.

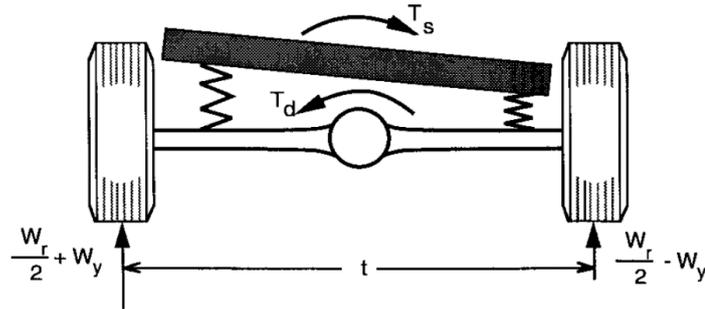
### 4.1 DESEMPENHO DE ACELERAÇÃO EM FUNÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE PNEU E PISTA

A aceleração longitudinal de um veículo possui vários fatores que à influenciam. A aceleração pode ser avaliada levando em conta a limitação de potência do veículo em relação ao conjunto motriz, assim como também pode levar em conta a capacidade de tração dos pneus do eixo motriz sobre a pista. No caso de haver potência suficiente no motor para fazer os pneus patinarem, a aceleração fica limitada pela capacidade de tração, ou seja, mesmo que mais potência seja desenvolvida pelo motor, a aceleração translacional do veículo fica limitada pela interação entre pneu e pista. Assim, a aceleração longitudinal do veículo fica limitada pelo menor dos dois fatores, potência motriz ou capacidade de tração dos pneus do eixo motriz sobre a pista (GILLESPIE, 1992; WONG, 2001).

Durante a aceleração do veículo ocorre transferência de carga no eixo longitudinal do mesmo. A transferência de carga durante a aceleração é devida as forças que são geradas nesta mesma direção. Além da transferência longitudinal de carga, há também uma parcela de transferência de carga transversal durante a aceleração que é devido ao torque transmitido ao diferencial (GILLESPIE, 1992).

O efeito da transferência de carga transversal é ilustrado na Figura 18, onde  $T_d$  é o torque imposto pelo eixo de transmissão no diferencial e  $T_s$  é o torque devido a rigidez de rolamento da suspensão. Quando há diferença entre os dois torques  $T_d$  e  $T_s$ , as rodas ligadas ao eixo apresentam diferença nas cargas verticais entre si. No caso de o diferencial ser do tipo aberto, o torque transmitido as rodas motrizes fica limitado ao limite de tração a roda com menor carga.

Figura 18 - Transferência de carga transversal devido ao torque no diferencial.



Fonte: Gillespie (1992).

Gillespie (1992) apresenta quatro configurações de veículos e suas respectivas forças de tração máxima:

- Veículo com tração traseira e eixo traseiro sólido com diferencial aberto;
- Veículo com tração traseira e eixo traseiro sólido com diferencial que possui bloqueio ou suspensão traseira independente;
- Veículo com tração dianteira e eixo dianteiro de tração sólido com diferencial aberto;
- Veículo com tração dianteira e eixo dianteiro de tração sólido com diferencial que possui bloqueio ou suspensão dianteira independente.

Em determinados casos o efeito da transferência de carga lateral devido ao torque no eixo de transmissão ligado ao diferencial não afeta a força máxima de tração que pode ser desenvolvida. Isto ocorre nos casos em que o diferencial é do tipo que possui bloqueio ou a suspensão no eixo de tração do veículo é independente (GILLESPIE, 1992).

Neste trabalho a configuração adotada para avaliar a influência do parâmetro coeficiente de atrito entre pneu e pista, que representa o parâmetro global de interesse, ou seja, a influência da profundidade dos sulcos do pneu na dinâmica veicular, foi a configuração de tração dianteira, por se tratar da “[...] concepção mais utilizada no momento”. (LEAL; DA ROSA; NICOLAZZI, 2012, p.184).

Para o caso de tração dianteira com “[...] eixo de tração dianteiro sólido e diferencial aberto” (GILLESPIE, 1992, p. 39, tradução nossa) a força de tração máxima é dada pela Equação 4 (GILLESPIE, 1992).

$$F_{xmax} = \frac{\mu_e \frac{W c}{L}}{1 + \frac{h}{L} \mu_e + \frac{2 \mu_e r K_{\phi r}}{N_f t_I K_{\phi}}} \quad (4)$$

Onde:

- a)  $K_{\phi r}$ : Resistência ao rolamento da suspensão traseira;
- b)  $K_{\phi}$ : Resistência total ao rolamento da suspensão dianteira e traseira;
- c)  $N_f$ : Relação final de transmissão;
- d)  $r$ : Raio do pneu;
- e)  $W$ : Carga nas rodas motrizes;
- f)  $t_f$ : Bitola dianteira;
- g)  $c$ : Distância do eixo traseiro ao CG;
- h)  $\mu_e$ : Coeficiente de atrito estático;
- i)  $L$ : Distância entre eixos;
- j)  $h$ : Altura do CG.

Para o caso de tração dianteira com “[...] eixo de tração dianteiro sólido e diferencial que possui bloqueio ou suspensão dianteira independente, como típico da maioria dos carros de tração dianteira atuais” (GILLESPIE, 1992, p. 39, tradução nossa) a força de tração máxima é dada pela Equação 5 (GILLESPIE, 1992).

$$F_{xmax} = \frac{\mu_e \frac{W c}{L}}{1 + \frac{h}{L} \mu_e} \quad (5)$$

Segundo Wong (2001) a força de tração máxima que pode ser gerada no contato entre pneu e pista pode ser determinada relacionando o coeficiente de atrito entre pneu e pista com os parâmetros do veículo.

Nas considerações de Wong (2001) para chegar a equação que fornece a força de tração máxima é negligenciado o efeito da transferência de carga transversal devido ao torque do motor para a configuração longitudinal ou a transferência de carga longitudinal devido ao torque do motor para a configuração transversal. Assim, ambas as rodas do eixo motriz são assumidas como tendo igual desempenho para a tração do veículo.

Em vista do objetivo do presente estudo que é avaliar a influência do coeficiente de atrito entre pneu e pista no desempenho em aceleração é usada a Equação 6, função da força de tração máxima. A Equação 6 é obtida através da Segunda lei de Newton e será usada para

comparar o desempenho do veículo em aceleração com os diferentes coeficientes de atrito entre pneu e pista apresentados na Tabela 3. Na Equação 6 o termo  $F_{xmax}$  que é usado nessa análise é igual ao descrito pela Equação 5.

A Equação 4 não será usada para descrever a força de tração máxima presente na Equação 6, pois nela consta um número maior de parâmetros do veículo, o que dificulta a obtenção de todos os parâmetros. O uso da Equação 5 para descrever a força de tração máxima, no entanto, já possibilita atingir o objetivo da análise, que é estudar a influência do coeficiente de atrito entre pneu e pista na aceleração máxima descrita pela Equação 6. A Equação 5 desconsidera os efeitos de transferência de carga devido ao torque do eixo de transmissão no diferencial e a transferência de carga devido ao torque do motor, o que, como já demonstrado acima, é uma simplificação que é realizada em algumas abordagens da literatura.

$$a_x = \frac{F_{xmax}}{M} \quad (6)$$

Os coeficientes de atrito analisados na Equação 6 são referentes a menor velocidade presente na Tabela 3, que é de 50 km/h, pois a aceleração máxima é desenvolvida em baixa velocidade (LEAL; DA ROSA; NICOLAZZI, 2012).

Na Tabela 5 são apresentados os resultados da aceleração máxima em função dos coeficientes de atrito da Tabela 3. Os resultados da Tabela 5 foram obtidos como no exemplo abaixo para condição de pista seca, pneu novo e velocidade de 50 km/h.

$$a_x = \frac{0,85 \frac{(1682 \cdot 9,81) \cdot 1,24}{2,48}}{1 + \frac{0,66}{2,48} \cdot 0,85} \cdot 1682$$

$$a_x = 3,40 \text{ m/s}^2$$

Tabela 5 - Desempenho de aceleração em função do coeficiente de atrito entre pneu pista

Condição da pista	Condição do pneu	Aceleração máxima [m/s <sup>2</sup> ]
		Eq. (6)
Seca	Pneu novo [8 mm]	3,40
	Pneu meia vida [4,74 mm]	3,62
	Pneu desgastado [1,6 mm]	3,87
Filme de água com 1 mm de espessura	Pneu novo [8 mm]	2,35
	Pneu meia vida [4,74 mm]	2,04
	Pneu desgastado [1,6 mm]	1,77
Filme de água com 2 mm de espessura	Pneu novo [8 mm]	2,16
	Pneu meia vida [4,74 mm]	1,65
	Pneu desgastado [1,6 mm]	1,14

Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

É interessante observar a diferença da tendência dos valores de aceleração da Tabela 5 nas condições de pista analisadas. Para o caso da pista seca, a aceleração aumenta com a diminuição da profundidade dos sulcos do pneu, pois o coeficiente de atrito entre pneu e pista aumenta com a profundidade dos sulcos do pneu, Tabela 3. Já no caso da pista molhada, tanto com 1 mm como 2 mm de espessura de filme de água sobre a pista, conforme a profundidade dos sulcos do pneu diminui, a aceleração máxima também diminui, pois neste caso o coeficiente de atrito diminui com a profundidade dos sulcos do pneu.

#### 4.2 DESEMPENHO DE FRENAGEM EM FUNÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO

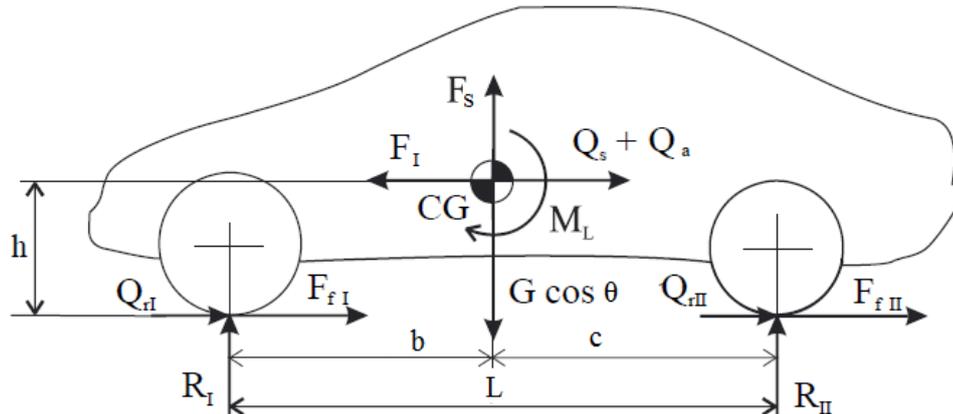
Na modelagem da dinâmica de frenagem, o objetivo é analisar a influência do coeficiente de atrito entre pneu e pista na distância de frenagem, tempo de frenagem e desaceleração durante o processo. Esta análise é feita, portanto, com base principalmente na influência do contato do pneu com a pista para a dinâmica de frenagem, pois segundo Campbell (1970) apud Leal, Da Rosa e Nicolazzi (2012, p. 87) “Não importa a força aplicada nas sapatas dos freios, não interessa quanto se pode manter os tambores de freio frios, a limitação final da taxa de desaceleração é a aderência dos pneus sobre a superfície da pista”.

A desaceleração média recomendada para a frenagem por norma no Brasil é de 5,8 m/s<sup>2</sup>, mas “A desaceleração média para freios perfeitamente regulados, pneus novos e calibrados, no plano, estrada asfaltada com rugosidade normal e seca, carga bem distribuída, é

de  $6 \text{ m/s}^2$  para freio a tambor e  $7 \text{ m/s}^2$  para freio a disco. ” (DIAS, 2000, apud LEAL; DA ROSA; NICOLAZZI, 2012, pag. 88).

Para os cálculos do desempenho de frenagem é preciso antes de mais nada, definir as hipóteses simplificadoras adotadas para o problema em questão. Partindo da Figura 19 é possível analisar quais hipóteses podem ser tomadas para esta simplificação.

Figura 19 - Modelagem de um veículo em condição de frenagem.



Fonte: Adaptado de Leal, Da Rosa e Nicolazzi (2012).

Na Figura 19 é apresentado um modelo diagramático de um veículo em condição de frenagem. Neste modelo as forças representadas são:

- $F_f = (F_{fI} + F_{fII})$ : Força de frenagem;
- $R_I$  e  $R_{II}$ : Força de reação no eixo dianteiro e traseiro, respectivamente;
- $G \cos \theta$ : Força peso;
- $F_z$ : Força de sustentação;
- $F_i$ : Resistência de inércia;
- $Q_s$ : Resistência devido ao ativo;
- $Q_a$ : Resistência aerodinâmica;
- $Q_r = (Q_{rI} + Q_{rII})$ : Resistência de rolamento;
- $M_L$ : Momento devido à resistência aerodinâmica e a força de sustentação.

Para os cálculos de desempenho do sistema de freio foi usado como parâmetro o sistema de freio a disco nas quatro rodas. As resistências ao movimento levadas em consideração na modelagem subsequente foram: aerodinâmica, rolamento e inércias rotativas. O efeito da resistência aerodinâmica é importante acima de  $60 \text{ km/h}$  na capacidade de frenagem,

e a análise do desempenho de frenagem feita a seguir utiliza velocidades iniciais de frenagem de 50 km/h, 90 km/h e 130 km/h, logo é importante levar o efeito da resistência aerodinâmica em consideração. Além disso as inércias rotativas sofrem desaceleração durante a frenagem devido as forças de atrito do pneu com o solo (LEAL; DA ROSA; NICOLAZZI, 2012).

A relação da velocidade com a desaceleração pode ser escrita em função de constantes que levam os efeitos da resistência aerodinâmica e de inércias rotativas em consideração como segue na Equação 7 (LEAL; DA ROSA; NICOLAZZI, 2012).

$$a = \Theta + \Xi V^2 \quad (7)$$

Onde:

- a)  $a$ : Desaceleração longitudinal durante a frenagem;
- b)  $V$ : Velocidade longitudinal do veículo, a qual será variada para os valores de 50, 90 e 130 km/h.

As constantes presentes na Equação 7 são dadas pelas Equações 8 e 9.

$$\Theta = \frac{g}{(1 + \delta)} [(\mu_e + f) \cos \theta + \sin \theta] \quad (8)$$

$$\Xi = \frac{1}{2M(1 + \delta)} C_x A \rho \quad (9)$$

Em que:

- a)  $g$ : Aceleração da gravidade, adotada como 9,81 m/s<sup>2</sup>;
- b)  $\mu_e$ : Coeficiente de atrito estático entre pneu e pista;
- c)  $f$ : Coeficiente de resistência ao rolamento;
- d)  $\theta$ : Ângulo de inclinação da pista;
- e)  $M$ : Massa do veículo;
- f)  $\delta$ : Inércia de translação equivalente à de rotação;
- g)  $C_x$ : Coeficiente de arrasto aerodinâmico;
- h)  $A$ : Área frontal do veículo;
- i)  $\rho$ : Densidade do ar.

Assim, o tempo para que o veículo fique imóvel devido a frenagem é dado pela Equação 10, ou seja o tempo para que a velocidade diminua de uma velocidade  $V_1$  no começo do processo de frenagem até atingir a velocidade nula.

$$t = \frac{1}{\sqrt{\Xi\Theta}} \tan^{-1} \left( V_1 \sqrt{\frac{\Xi}{\Theta}} \right) + t_{reação} \quad (10)$$

Na Equação 10 está presente o tempo de reação,  $t_{reação}$ , que é o tempo que o motorista, em uma situação de emergência, leva até que o mesmo atue sobre o pedal de freio e inicie o processo de frenagem. No caso da presente aplicação será desconsiderado, pois o objetivo da análise é comparar como diferentes profundidades de sulco influenciam no tempo de parada do veículo durante a frenagem, e o tempo de reação seria apenas uma variável que poderia ser incluída, porém para os pretendidos fins, seria apenas um parâmetro constante para todas as análises e assim não alteraria a comparação dos resultados, criando apenas um acréscimo igual em todos os resultados.

A distância necessária para a parada total do veículo é dada pela Equação 11, onde aparece o espaço de reação,  $s_{reação}$ , que é o espaço percorrido durante o tempo de reação. Na presente aplicação também será desconsiderado o espaço de reação pelos mesmos motivos já descrito acima em relação ao tempo de reação.

$$s = \frac{1}{2\Xi} \ln \left[ 1 + \frac{\Xi}{\Theta} V_1^2 \right] + s_{reação} \quad (11)$$

A Tabela 6 apresenta os valores obtidos de tempo de frenagem, desaceleração e distância de frenagem para a condição de frenagem em pista seca para velocidades de 50 km/h, 90 km/h e 130 km/h. Os resultados da Tabela 6 foram obtidos como no exemplo abaixo, para condição de pista seca, velocidade de 50 km/h e pneu novo.

Constante 1:

$$\Theta = \frac{9,81}{(1 + 0,05)} \left[ \left( 0,85 + \left[ 0,0150 + 0,052 \left( \frac{50}{3,6} \right)^2 \right] \right) \cos 0 + \sin 0 \right] = 8,09$$

Constante 2:

$$\Xi = \frac{1}{2.1682(1 + 0,05)} 0,33.2.1,22557 = 2,29 \times 10^{-4}$$

Desaceleração:

$$a = 8,09 + 2,29 \times 10^{-4} \cdot (50/3,6)^2 = 8,13 \text{ m/s}^2$$

Tempo de frenagem:

$$t = \frac{1}{\sqrt{2,29 \times 10^{-4} \cdot 8,09}} \tan^{-1} \left( (50/3,6) \sqrt{\frac{2,29 \times 10^{-4}}{8,09}} \right) + 0 = 1,71 \text{ s}$$

Distância de frenagem:

$$s = \frac{1}{2.2,29 \times 10^{-4}} \ln \left[ 1 + \frac{2,29 \times 10^{-4}}{8,09} (50/3,6)^2 \right] + 0 = 11,88 \text{ m}$$

Tabela 6 - Desempenho de frenagem em pista seca.

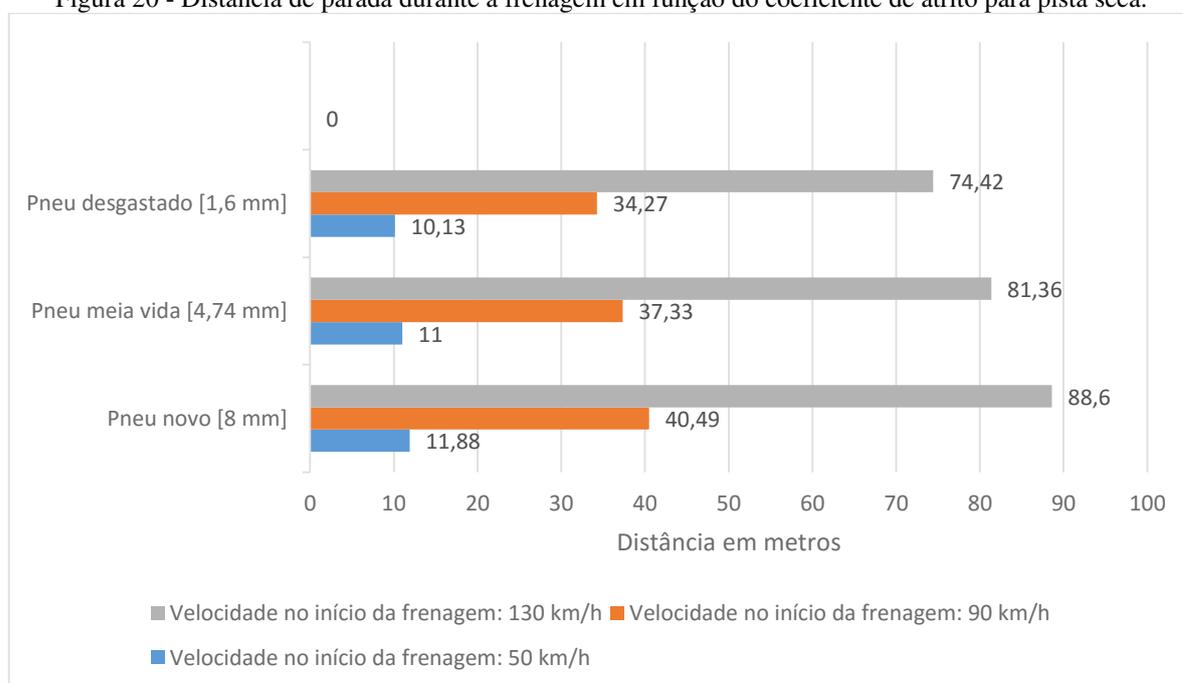
Velocidade no início da frenagem [km/h]	Condição do pneu	Tempo de frenagem [s] Eq. (10)	Desaceleração [m/s <sup>2</sup> ] Eq. (7)	Distância de frenagem [m] Eq. (11)
50	Pneu novo [8 mm]	1,71	8,13	11,88
	Pneu meia vida [4,74 mm]	1,58	8,78	11,00
	Pneu desgastado [1,6 mm]	1,46	9,53	10,13
90	Pneu novo [8 mm]	3,25	7,78	40,49
	Pneu meia vida [4,74 mm]	2,99	8,44	37,33
	Pneu desgastado [1,6 mm]	2,74	9,18	34,27
130	Pneu novo [8 mm]	4,94	7,50	88,60
	Pneu meia vida [4,74 mm]	4,53	8,16	81,36
	Pneu desgastado [1,6 mm]	4,14	8,91	74,42

Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

Através dos valores contidos na Tabela 6 e da Figura 20, que ilustra a distância de parada para a condição de pista seca, é possível observar que com o aumento da velocidade no início da frenagem o tempo e a distância de parada aumentam, como intuitivamente se espera. A distância de parada aumenta mais que três vezes com o aumento da velocidade de 50 km/h para 90 km/h. A desaceleração, por outro lado, diminui com o aumento da velocidade. Isso ocorre porque o atrito diminui com o aumento da velocidade e nos cálculos o valor do coeficiente de atrito foi considerado constante durante todo o processo de frenagem, sendo que seu valor foi assumido como sendo o valor referente ao atrito no início da frenagem.

Se o atrito no início da frenagem fosse mantido constante para diferentes velocidades analisadas, o aumento da velocidade resultaria em uma desaceleração maior, pois tanto a velocidade como o atrito estão presentes na Equação 7, ou seja, quando os dois fatores variam, tanto o atrito no início da frenagem quanto a velocidade há uma inversão entre os efeitos destes no valor da desaceleração, o primeiro tende a fazer o valor da desaceleração diminuir e o segundo tende a fazer o valor da desaceleração aumentar a medida que a velocidade analisada aumenta.

Figura 20 - Distância de parada durante a frenagem em função do coeficiente de atrito para pista seca.



Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

Só a título de curiosidade, se na Tabela 6, para a velocidade de 90 km/h, o valor do atrito na Equação 7 fosse o mesmo que o da velocidade de 50 km/h o resultado das

desacelerações seria 8,25 m/s<sup>2</sup>; 8,90 m/s<sup>2</sup> e 9,65 m/s<sup>2</sup> para as profundidades de sulco de 8 mm; 4,74 mm e 1,6 mm, respectivamente.

Além disso, na condição de pista seca avaliada na Tabela 6 para uma dada velocidade, conforme a profundidade dos sulcos diminui, o coeficiente de atrito entre pneu e pista aumenta e assim a distância e o tempo de parada diminuem. Já a desaceleração aumenta com a diminuição da profundidade de sulcos para uma dada velocidade.

Na Tabela 7, em que o desempenho de frenagem é analisado para pista molhada com 1 mm de espessura de filme de água, é possível observar que o comportamento é similar ao obtido em pista seca. No entanto, os valores de tempo e distância de parada são muito superiores aos da Tabela 6, pois o coeficiente de atrito é menor para valores iguais de velocidade e profundidade dos sulcos da Tabela 7. Por isso, também, a desaceleração é muito menor em todos os casos da Tabela 7 em relação a Tabela 6.

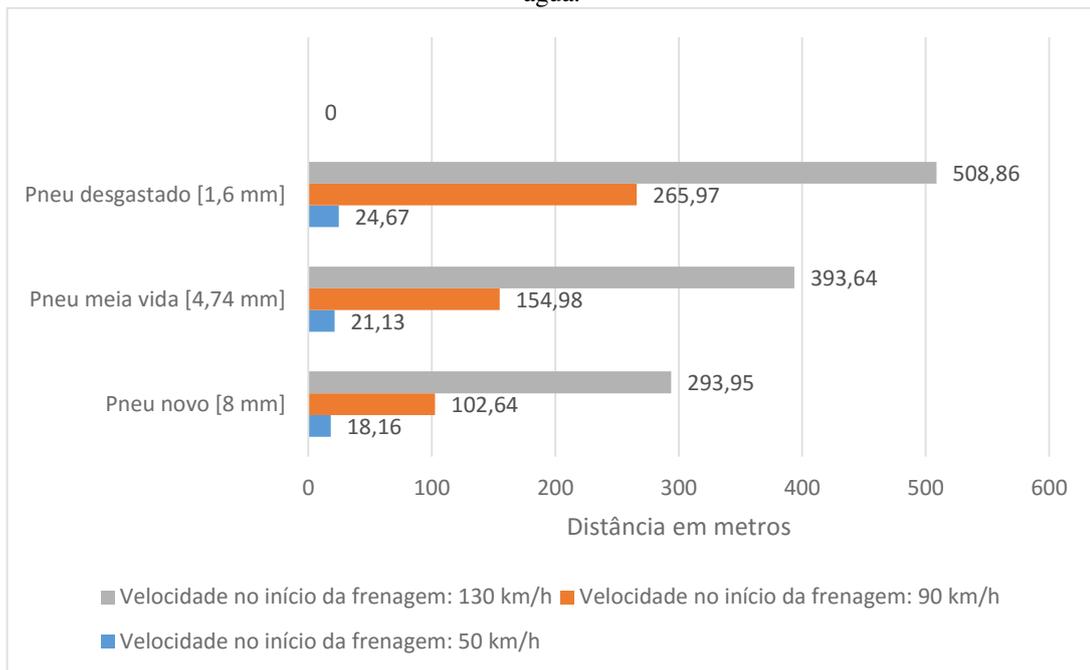
Tabela 7 - Desempenho de frenagem em pista com filme de água com 1 mm de espessura.

Velocidade no início da frenagem [km/h]	Condição do pneu	Tempo de frenagem [s] Eq. (10)	Desaceleração [m/s <sup>2</sup> ] Eq. (7)	Distância de frenagem [m] Eq. (11)
50	Pneu novo [8 mm]	2,61	5,33	18,16
	Pneu meia vida [4,74 mm]	3,04	4,58	21,13
	Pneu desgastado [1,6 mm]	3,56	3,93	24,67
90	Pneu novo [8 mm]	8,27	3,11	102,64
	Pneu meia vida [4,74 mm]	12,54	2,08	154,98
	Pneu desgastado [1,6 mm]	21,72	1,24	265,97
130	Pneu novo [8 mm]	16,65	2,37	293,95
	Pneu meia vida [4,74 mm]	22,48	1,81	393,64
	Pneu desgastado [1,6 mm]	29,33	1,43	508,86

Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

Além disso, na condição de pista molhada é interessante observar um fenômeno inverso em relação a condição de pista seca. Para uma dada velocidade, conforme a profundidade dos sulcos diminui, o coeficiente de atrito entre pneu e pista também diminui, ao contrário da pista seca, e assim a distância, conforme ilustra a Figura 21, e o tempo de parada aumentam. Já a desaceleração diminui com a diminuição da profundidade dos sulcos para uma dada velocidade.

Figura 21 - Distância de parada durante a frenagem em função do coeficiente de atrito para pista com 1 mm de água.



Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

Na Tabela 8, o desempenho de frenagem é analisado para pista molhada com 2 mm de espessura de filme de água. O comportamento é similar ao obtido em pista com 1 mm de espessura de filme de água para a velocidade de 50 km/h onde o coeficiente de atrito varia com a profundidade dos sulcos. No entanto, para as velocidades superiores analisadas, de 90 km/h e 130 km/h os valores de tempo e distância de parada, conforme ilustrado na Figura 22, e de desaceleração permanecem constantes para as três profundidades de sulcos analisadas, pois o coeficiente de atrito não varia com a profundidade dos sulcos para essas velocidades altas em condição de pista molhada com filme de água de 2 mm de espessura.

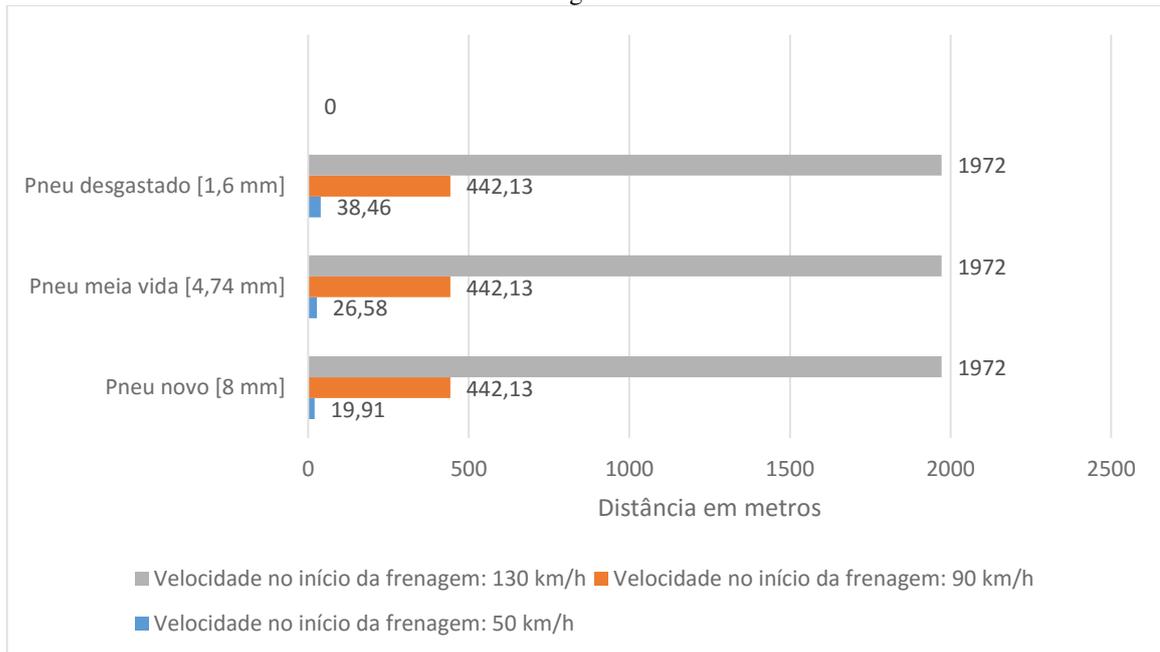
Tabela 8 - Desempenho de frenagem em pista com filme de água com 2 mm de espessura.

Velocidade no início da frenagem [km/h]	Condição do pneu	Tempo de frenagem [s] Eq. (10)	Desaceleração [m/s <sup>2</sup> ] Eq. (7)	Distância de frenagem [m] Eq. (11)
50	Pneu novo [8 mm]	2,87	4,86	19,91
	Pneu meia vida [4,74 mm]	3,83	3,65	26,58
	Pneu desgastado [1,6 mm]	5,55	2,52	38,46
90	Pneu novo [8 mm]	36,61	0,78	442,13
	Pneu meia vida [4,74 mm]	36,61	0,78	442,13
	Pneu desgastado [1,6 mm]	36,61	0,78	442,13
130	Pneu novo [8 mm]	129,01	0,50	1972,00
	Pneu meia vida [4,74 mm]	129,01	0,50	1972,00
	Pneu desgastado [1,6 mm]	129,01	0,50	1972,00

Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

No caso da velocidade de 130 km/h em pista molhada com 2 mm de espessura de filme de água o atrito entre pneu e pista é zero, conforme apresentado na Tabela 3, o que representa uma situação muito perigosa onde a velocidade do veículo só reduz devido as resistências impostas ao movimento do veículo e não devido a força de frenagem. Somente após reduzir a velocidade até determinado ponto é que o pneu volta a ter atrito com a pista e assim a força de frenagem volta a atuar efetivamente. Na análise realizada, o coeficiente de atrito entre pneu e pista durante a frenagem foi assumido constante com o valor referente a velocidade no início do processo de frenagem, o que é uma simplificação, pois o valor do coeficiente de atrito é alterado conforme a velocidade é alterada. Isso justifica, por exemplo, os valores das análises terem ficado bastante altos para algumas distâncias de frenagem, como as ilustradas na Figura 22.

Figura 22 - Distância de parada durante a frenagem em função do coeficiente de atrito para pista com 2 mm de água.



Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

#### 4.3 CAPOTAGEM EM FUNÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE PNEU E PISTA

O fenômeno da capotagem, ou em inglês *rollover*, em veículos é um tópico de bastante interesse para a segurança veicular. Segundo Gillespie (1992) a capotagem pode ser definida como sendo qualquer manobra em que o veículo rotaciona 90° ou mais ao longo de seu eixo longitudinal, de forma tal que a carroceria do veículo entra em contato com o chão.

O processo que origina a capotagem é resultado de um conjunto de vários fatores. O estudo dos fatores que influenciam este fenômeno pode seguir alguns modelos. Dentre os quais, pode ser baseado na análise dinâmica dos fatores que influenciam a capotagem em alta velocidade ou em características puramente geométricas do projeto do veículo que conduzem o mesmo a ter maior ou menor tendência a capotagem.

Um fator geométrico que pode ser analisado para verificar o comportamento do veículo em relação a capotagem é o *Static Stability Factor* (SSF), ou fator de estabilidade estática em português. Este fator é usado no sistema de classificação cinco estrelas de *rollover* do órgão *National Highway Traffic Safety Administration* (NHTSA). O SSF é descrito pela Equação 12, onde  $t$  é a bitola do veículo. No caso do veículo analisado as bitola dianteira e traseira não possuem o mesmo valor. Assim, será assumido a bitola menor, pois quanto menor

o valor da bitola, menor o fator SSF e assim o resultado representará o caso mais crítico (PENNY, 2004).

$$\text{SSF} = \frac{t}{2h} \quad (12)$$

Há algumas relações que podem ser analisadas através do SSF, como a velocidade máxima para contornar uma determinada curva em função do SSF ou a influência do coeficiente de atrito entre pneu e pista no valor do SSF. Nesse trabalho será feita a correlação do SSF com o coeficiente de atrito entre pneu e pista.

É importante salientar que há dois tipos de capotagem, o que as rodas do veículo atingem um obstáculo e o que a capotagem ocorre apenas pelas forças de atrito atuando externamente a curva (PENNY, 2004).

Em uma análise tratando o carro como um corpo rígido a relação entre o SSF e o coeficiente de atrito entre pneu e pista para a situação em que o veículo está na iminência de capotar é descrito pela Equação 13, onde  $\mu_k$  representa o coeficiente de atrito cinético, ou seja, o coeficiente de atrito para o caso em que o pneu desliza na pista, porém, nesta análise este coeficiente será assumido como igual ao coeficiente de atrito estático entre pneu e pista, que está presente quando o pneu rola sobre a pista (PENNY, 2004).

$$\frac{t}{2h} = \mu_k \quad (13)$$

Se o valor de SSF for maior que  $\mu_k$ , o veículo possui tendência a deslizar para fora da curva ao invés de capotar. Porém, se o contrário for verdade, se SSF for menor que  $\mu_k$ , então o veículo possui a tendência a capotar ao invés de deslizar na curva.

Em uma modelagem que leva em conta os efeitos da suspensão e da deformação dos pneus pode-se acrescentar um fator que compense o efeito de tais fatores na modelagem e assim a modelagem deixa de ser puramente estática. Segundo Penny (2004) a inclusão destes efeitos reduz em cerca de 10% o valor do SSF. Assim, a Equação 13 pode ser substituída pela Equação 14 para levar em conta os efeitos da suspensão e da deflexão dos pneus.

$$(0,9) \frac{t}{2h} = \mu_k \quad (14)$$

Para os dados da Tabela 4 o SSF resultante foi de 1,02 conforme a Equação 15.

$$SSF = (0,9) \frac{1,4}{2(0,66)} = 0,95 \quad (15)$$

É preciso fazer uma ressalva quanto a seguinte análise, pois o SSF será relacionado com o coeficiente de atrito entre pneu e pista, sendo que este último varia com a velocidade. Assim, diferentes coeficientes de atrito serão analisados em função da velocidade e da condição da pista. No entanto, a velocidade não será relacionada diretamente com o SSF, o que poderia ser feito com base na relação da força centrípeta em função da velocidade e do SSF. A Tabela 9, Tabela 10 e Tabela 11 apresentam a relação entre o coeficiente de atrito entre pneu e pista com o valor de SSF. Nestas tabelas é apresentada a tendência a capotagem ou ao escorregamento para fora da curva, onde é representado através de um sinal “X” qual das duas tendências o coeficiente de atrito proporciona.

Na Tabela 9 a relação entre SSF e coeficiente de atrito é feita para o caso de pista seca. É interessante observar que para a menor de velocidade analisada, de 50 km/h o veículo possui a tendência à capotagem para pneu desgastado, com banda de rodagem de profundidade dos sulcos de 1,6 mm, igual ao TWI.

Tabela 9 - Relação entre SSF e coeficiente de atrito para pista seca.

Velocidade do veículo [km/h]	Condição do pneu	Coeficiente de atrito entre pneu e pista	Tendência à capotagem	Tendência a deslizar para fora da curva
50	Pneu novo, 8 mm	0,85		X
	Pneu meia vida, 4,74 mm	0,92		X
	Pneu desgastado, 1,6 mm	1,00	X	
90	Pneu novo, 8 mm	0,80		X
	Pneu meia vida, 4,74 mm	0,87		X
	Pneu desgastado, 1,6 mm	0,95	-	-
130	Pneu novo, 8 mm	0,75		X
	Pneu meia vida, 4,74 mm	0,82		X
	Pneu desgastado, 1,6 mm	0,90		X

Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

Analisando ainda os resultados da Tabela 9, é possível constatar que para a velocidade intermediária analisada, de 90 km/h, na condição de pneu desgastado com 1,6 mm de profundidade dos sulcos o veículo está no limite entre a tendência à capotagem e a tendência a deslizar para fora da pista, pois o valor do coeficiente de atrito entre pneu e pista é igual ao valor de SSF.

Assim, após analisar a Tabela 9, é possível constatar que, para a condição de pista seca, conforme a velocidade do veículo aumenta o coeficiente de atrito entre pneu e pista diminui e por isso a tendência a deslizar para fora da curva prevalece. Porém, uma ressalva muito importante precisa ser feita, como já citado acima, nesta análise apenas foram analisados parâmetros geométricos do veículo e a velocidade só foi relacionada indiretamente através do coeficiente de atrito entre e pista, pois se a análise fosse realizada com relação a força centrípeta, aí sim a velocidade estaria sendo relacionada diretamente com a tendência ou não à capotagem.

Tabela 10 - Relação entre SSF e coeficiente de atrito para pista com filme de água com 1 mm de espessura.

Velocidade do veículo [km/h]	Condição do pneu	Coeficiente de atrito entre pneu e pista	Tendência à capotagem	Tendência a deslizar para fora da curva
50	Pneu novo, 8 mm	0,55		X
	Pneu meia vida, 4,74 mm	0,47		X
	Pneu desgastado, 1,6 mm	0,40		X
90	Pneu novo, 8 mm	0,30		X
	Pneu meia vida, 4,74 mm	0,19		X
	Pneu desgastado, 1,6 mm	0,10		X
130	Pneu novo, 8 mm	0,20		X
	Pneu meia vida, 4,74 mm	0,14		X
	Pneu desgastado, 1,6 mm	0,10		X

Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

Na Tabela 10 a relação entre SSF e coeficiente de atrito é feita para o caso de pista molhada, com filme de água com 1 mm de espessura. Nesta condição de pista o veículo não apresenta tendência à capotagem em nenhuma das velocidades do veículo e condições dos pneus analisados.

Na Tabela 11 a relação entre SSF e coeficiente de atrito é feita para o caso de pista molhada, com filme de água com 2 mm de espessura. Nesta condição de pista os coeficientes de atrito apresentam valores ainda menores que os analisados anteriormente. Por isso, o veículo não apresenta tendência à capotagem em nenhuma das velocidades do veículo e condições dos pneus analisados.

Tabela 11 - Relação entre SSF e coeficiente de atrito para pista com filme de água com 2 mm de espessura.

Velocidade do veículo [km/h]	Condição do pneu	Coeficiente de atrito entre pneu e pista	Tendência à capotagem	Tendência a deslizar para fora da curva
50	Pneu novo, 8 mm	0,50		X
	Pneu meia vida, 4,74 mm	0,37		X
	Pneu desgastado, 1,6 mm	0,25		X
90	Pneu novo, 8 mm	0,05		X
	Pneu meia vida, 4,74 mm	0,05		X
	Pneu desgastado, 1,6 mm	0,05		X
130	Pneu novo, 8 mm	0,00		X
	Pneu meia vida, 4,74 mm	0,00		X
	Pneu desgastado, 1,6 mm	0,00		X

Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

#### 4.4 ANÁLISE DE ESFORÇOS EM CURVAS

O comportamento em curva de um veículo é um parâmetro de desempenho que está relacionado com as respostas na direção do veículo tanto oriundas do veículo como do motorista às perturbações externas, como ventos laterais e distúrbios da pista (WONG, 2001, GILLESPIE, 1992).

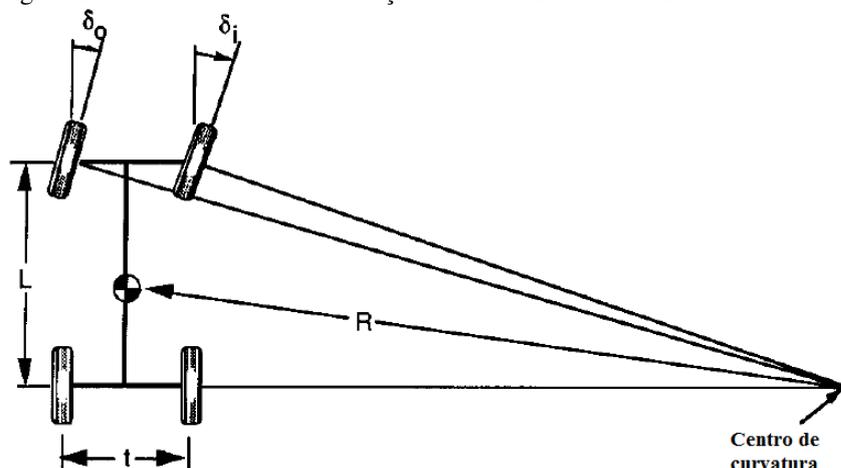
Há duas maneiras de modelar o comportamento do veículo em relação a mudanças na direção do mesmo. O modelo de malha fechada, onde o comportamento do motorista e do veículo são observados, sendo que o motorista corrige a direção do veículo ao observar que este está fora da direção desejada. O modelo de malha aberta se refere a resposta do veículo as perturbações externas na direção do mesmo (GILLESPIE, 1992).

Para a caracterização da resposta do veículo a mudanças na direção modelos em regime permanente são muitas vezes usados, como o gradiente de subesterçamento, que pode também ser usado para analisar o comportamento em modelagem quase-estática (GILLESPIE, 1992).

##### 4.4.1 Esterçamento em baixa velocidade

O esterçamento em baixa velocidade é um primeiro passo para entender o comportamento do veículo ao esterçar as rodas para contornar uma curva. Em baixas velocidades não é preciso desenvolver força lateral para contornar a curva. Assim, os pneus rolam sem ângulo de deriva. Para tal condição a geometria na Figura 23 é a ideal.

Figura 23 - Geometria ideal de esterçamento de um veículo em baixa velocidade.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

Na Figura 23 é apresentada a geometria de Ackerman, onde o centro de curvatura das quatro rodas do veículo é o mesmo. Assim, este é definido por linhas perpendiculares ao eixo traseiro e a cada roda dianteira.

Assumindo ângulos pequenos, os ângulos de esterçamento externo e interno, respectivamente, podem ser descritos pelas Equação 16 e Equação 17, onde  $R$  é o raio de curvatura (GILLESPIE, 1992).

$$\delta_o \cong \frac{L}{\left(R + \frac{t}{2}\right)} \quad (16)$$

$$\delta_i \cong \frac{L}{\left(R - \frac{t}{2}\right)} \quad (17)$$

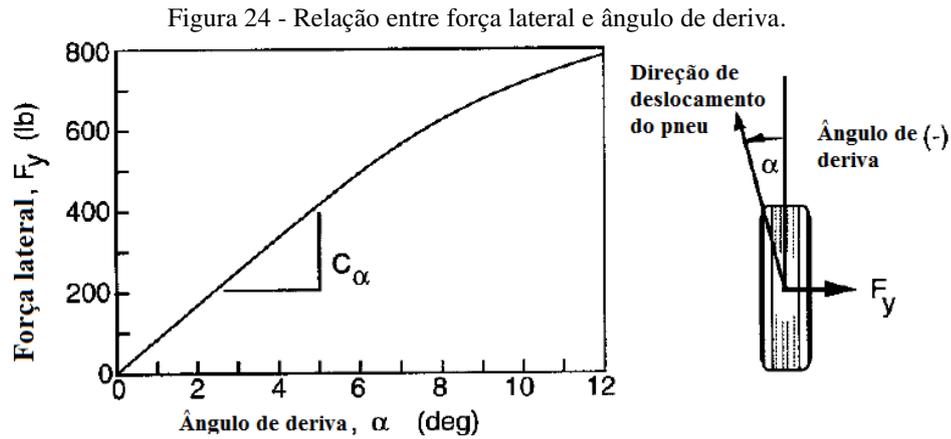
A média entre os ângulos das rodas dianteiras, assumindo ângulos pequenos, é definido como ângulo de Ackerman, e é descrito pela Equação 18.

$$\delta = L/R \quad (18)$$

Os ângulos corretos de esterçamento são dependentes da distância entre eixos do veículo e do raio de curvatura. Diferenças entre o ângulo de Ackerman e os ângulos de esterçamento direito ou esquerdo influenciam significativamente no desgaste dos pneus dianteiros do veículo. No entanto, tais diferenças não influenciam significativamente na resposta do veículo a mudanças de direção (GILLESPIE, 1992).

#### 4.4.2 Esterçamento em alta velocidade

No esterçamento em alta velocidade o pneu além de rolar, ainda escorrega ao mesmo tempo, devido ao ângulo de deriva. Este é responsável pela geração de força lateral,  $F_y$ , que atua significativamente para que o veículo mude de direção em altas velocidades. A relação entre a força lateral e o ângulo de deriva pode ser observada na Figura 24.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

Para uma dada carga, a força lateral aumenta com o aumento do ângulo de deriva. Este aumento possui uma relação linear para baixos valores de ângulo de deriva, até cerca de 5°. Para esta região de comportamento linear a força lateral pode ser descrita pela Equação 19 (GILLESPIE, 1992).

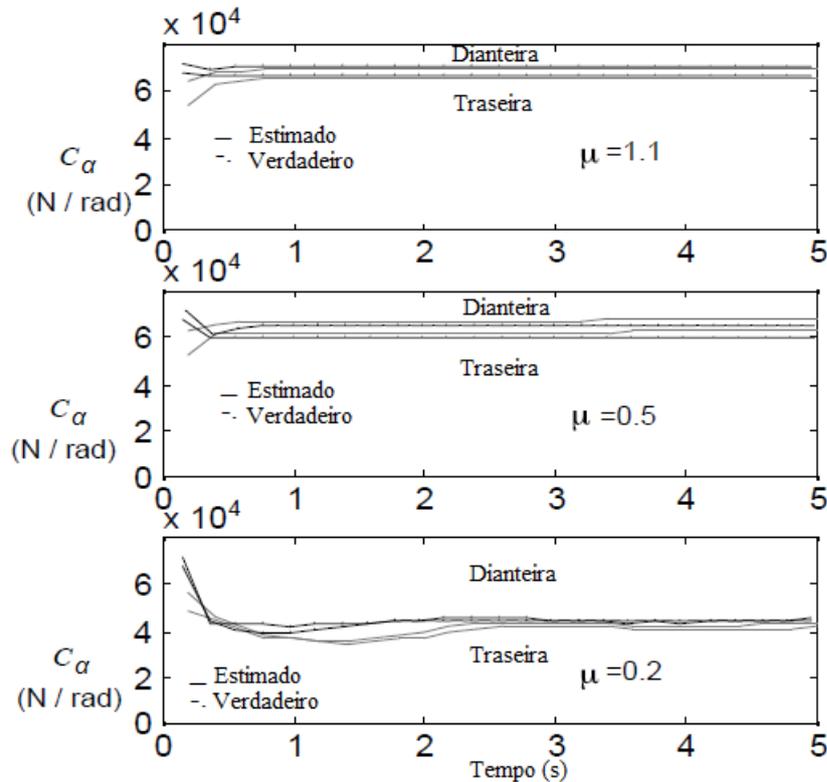
$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (19)$$

“A constante de proporcionalidade,  $C_\alpha$ , é conhecida como “rigidez lateral” quando o ângulo de cambagem é zero.” (GILLESPIE, 1992, p. 198, tradução nossa).

A rigidez lateral do pneu depende de vários fatores, como tamanho do pneu e tipo de construção, número de lonas, largura das rodas e banda de rodagem (GILLESPIE, 1992). Além disso, a rigidez lateral varia durante a operação do veículo devido a fatores que se alteram quando o veículo se desloca, como, pressão do pneu, carga normal, esforço de tração ou frenagem, e força lateral (WONG, 2001).

A Figura 25 mostra a rigidez lateral para pneus dianteiros e traseiros em três diferentes condições de pista em uma comparação do valor verdadeiro e o valor estimado pelo modelo chamado de *brush tire model*, onde as forças são funções da porcentagem de escorregamento, ângulo de deriva e condição da superfície da pista. O interessante na Figura 25 é que a rigidez lateral do pneu é função, dentre outros parâmetros, do coeficiente de atrito entre pneu e pista (LIU; PENG, 1996).

Figura 25 - Rigidez lateral de um pneu em diferentes condições de pista.



Fonte: Adaptado de Liu e Peng (1996).

Para a determinação dos valores da Figura 25, a curva realizada pelo veículo é assumida com um esterçamento dos pneus de 1 grau. O tempo é referente ao tempo para atravessar a pista, em inglês *Time to lane crossing* (TLC), um parâmetro de interesse para sistemas de alerta implementados em veículos.

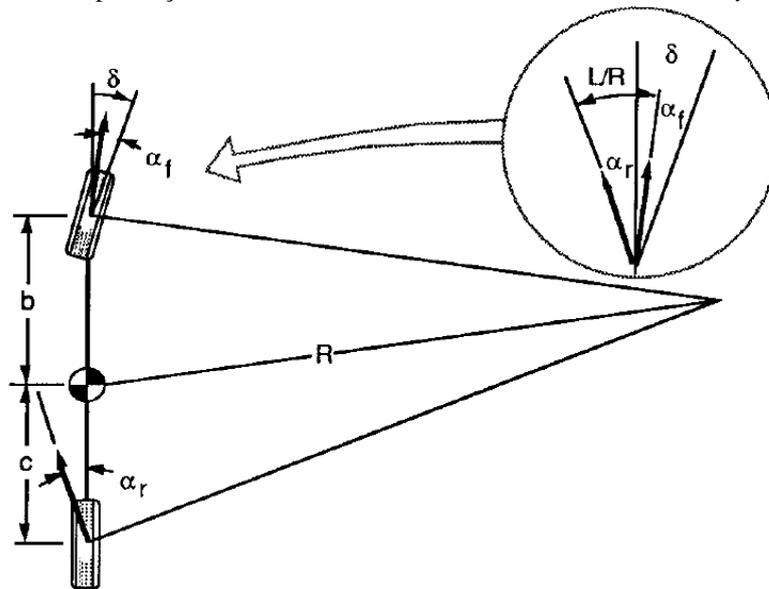
#### 4.4.3 Equações de esterçamento

As equações de esterçamento para regime permanente são derivadas a partir da Segunda lei de Newton. O veículo pode ser simplificado na modelagem por um modelo denominado *bicycle model* para facilitar a análise, pois em altas velocidades o raio de curvatura é muito maior que o entre eixos do veículo fazendo com que a diferença entre os ângulos de esterçamento das rodas dianteiras seja muito pequena. Assim, as duas rodas de cada eixo podem ser representadas por uma única roda com ângulo de esterçamento  $\delta$ , com força lateral equivalente as duas rodas do eixo (GILLESPIE, 1992).

O uso do modelo *bicycle model* na análise do comportamento do veículo em curva é usado para simplificar a análise, assim, segundo Popp e Schiehlen (2010) as seguintes hipóteses simplificadoras são assumidas no modelo:

- Velocidade do veículo constante, sem aceleração longitudinal;
- Desconsideração da bitola do veículo e assim desconsiderando o momento de rolamento;
- Carga nas rodas constante, veículo sem deslocamento vertical (*bounce*) e momento de arfagem;
- Pequenos deslocamentos, força dos pneus constante;
- Rodas sem inércia.

Figura 26 - Simplificação do veículo contornando uma curva através do *bicycle model*.



Fonte: Gillespie (1992).

Para um veículo se movendo em regime permanente com velocidade  $V$ , a soma das forças na direção lateral dos pneus precisa ser igual a força centrípeta como segue na Equação 20.

$$\Sigma F_y = F_{yf} + F_{yr} = MV^2/R \quad (20)$$

Onde:

- $F_{yf}$ : Força lateral no eixo dianteiro;
- $F_{yr}$ : Força lateral no eixo traseiro;
- $M$ : Massa do veículo;
- $V$ : Velocidade longitudinal;

e)  $R$ : Raio de curvatura.

Aplicando o equilíbrio de momentos no centro de gravidade, a soma dos momentos das forças laterais dianteira e traseira precisa ser zero para que haja o equilíbrio de momentos. Assim, obtêm-se a Equação 21.

$$F_{yf}b - F_{yr}c = 0 \quad (21)$$

Isolando  $F_{yf}$ , obtêm-se a Equação 22.

$$F_{yf} = F_{yr}c/b \quad (22)$$

Substituindo a Equação 22 na Equação 20, resulta na Equação 23.

$$\frac{MV^2}{R} = F_{yr} \left( \frac{c}{b} + 1 \right) = \frac{F_{yr}(b+c)}{b} = \frac{F_{yr}L}{b} \quad (23)$$

Isolando  $F_{yr}$  da Equação 23, resulta na Equação 24.

$$F_{yr} = \frac{Mb}{L} \left( \frac{V^2}{R} \right) \quad (24)$$

Analisando a Equação 24 é possível constatar que a força lateral no eixo traseiro do veículo é relacionada com a distância do  $CG$  ao eixo dianteiro através da parcela  $Mb/L$ . Além disso, esta parcela é simplesmente a massa do veículo que atua no eixo traseiro, o que pode ser representado também pela expressão  $W_r/g$ . Fazendo o mesmo procedimento de cálculo para o eixo dianteiro, é possível chegar na expressão para a força lateral no eixo dianteiro,  $F_{yf}$ , que também é igual a massa que atua no eixo multiplicado pela aceleração lateral, ou seja,  $W_f/g$  multiplicado pela aceleração lateral.

Com as equações das forças laterais é possível obter as equações que descrevem o ângulo de deriva nos eixos dianteiro e traseiro a partir da Equação 19. Assim, o ângulo de deriva no eixo dianteiro e traseiro é dado respectivamente pelas Equações 25 e 26.

$$\alpha_f = W_f V^2 / (C_{\alpha f} g R) \quad (25)$$

$$\alpha_r = W_r V^2 / (C_{\alpha r} g R) \quad (26)$$

Onde:

- a)  $W_f$ : Carga vertical no eixo dianteiro;
- b)  $W_r$ : Carga vertical no eixo traseiro;
- c)  $C_{\alpha r}$ : Rigidez lateral do pneu traseiro;
- d)  $C_{\alpha f}$ : Rigidez lateral do pneu dianteiro.

Segundo Gillespie (1992), analisando a Figura 26 é possível observar que o ângulo de esterçamento pode ser descrito pela Equação 27.

$$\delta = \frac{57,3L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \quad (27)$$

Finalmente, substituindo os termos das Equações 25 e 26 na Equação 27, obtêm-se a Equação 28.

$$\delta = \frac{57,3L}{R} + \left( \frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \right) \frac{V^2}{gR} \quad (28)$$

O termo entre parênteses na Equação 28 é chamado de gradiente de esterçamento e representado pela letra  $K$  (GILLESPIE, 1992). Este termo permite analisar o comportamento do veículo em relação a resposta do mesmo ao contornar uma curva. A Equação 28 mostra como o ângulo de esterçamento deve mudar em função do raio de curvatura  $R$  ou da aceleração lateral.

A partir do valor de  $K$ , há três possibilidades de comportamento do veículo em curva:

- a) ( $K = 0$ ): Neste caso o veículo possui comportamento neutro em curva. Ao contornar uma curva de raio constante, conforme a velocidade longitudinal do veículo aumenta, nenhuma alteração precisa ser feita no ângulo de esterçamento;

- b) ( $K > 0$ ): Neste caso o veículo possui comportamento subesterçante, ou seja, tem a tendência de sair de frente na curva. Ao contornar uma curva de raio constante, conforme a velocidade longitudinal do veículo aumenta, é preciso aumentar o ângulo de esterçamento;
- c) ( $K < 0$ ): Neste caso o veículo possui comportamento sobreesterçante, ou seja, tem a tendência de sair de traseira na curva. Ao contornar uma curva de raio constante, conforme a velocidade longitudinal do veículo aumenta, é preciso diminuir o ângulo de esterçamento.

Como já mencionado neste capítulo, a rigidez lateral dos pneus depende de uma série de fatores. Além disso, este é um parâmetro muito difícil de ser encontrado expresso em valores na literatura. Por isso, a análise quantitativa da influência da profundidade dos sulcos dos pneus na dinâmica lateral através da rigidez lateral do pneu não foi realizada neste trabalho. No entanto, através da análise qualitativa apresentada é possível constatar que de fato há influência entre profundidade dos sulcos e comportamento em curva, como na Figura 25.

O cálculo da rigidez de um pneu, independente da direção ser lateral, vertical ou longitudinal é realizado geralmente experimentalmente. Assim, seu valor depende de propriedades mecânicas do pneu e características do meio onde a medição é realizada. As forças laterais e longitudinais são limitadas pela força de atrito quando o pneu possui carga vertical (JAZAR, 2008). Como o atrito depende da condição da banda de rodagem, o estado de conservação o pneu tem influência no comportamento em curva do veículo.

## 5 CONCLUSÕES

O presente estudo buscou analisar a influência da profundidade dos sulcos dos pneus no comportamento do veículo. Através das análises dinâmicas feitas foi possível constatar que a profundidade mínima estabelecida por lei de 1,6 mm é uma medida bastante baixa. Apenas a profundidade de 1,6 mm; 4,74 mm e 8 mm foram levadas em consideração, porém, é possível notar que uma medida ideal da profundidade dos sulcos que atenda a todas as situações nas quais um veículo pode ser submetido é algo difícil de estimar. Portanto, foram consideradas situações extremas de condição de conservação de pneus e a condição que representa a média da condição de conservação dos pneus dos veículos de passeio da UFSC, campus de Joinville.

Através da coleta de dados realizada, referente a profundidade dos sulcos dos pneus dos veículos de passeio da UFSC, campus de Joinville, foi possível realizar uma inferência estatística e assim obter a média e o desvio-padrão amostral da população de pneus de veículos de passeio da UFSC, campus de Joinville. A média da profundidade de sulco para todos os pneus foi de 4,74 mm e o desvio-padrão amostral foi de 1,59 mm. O valor da média é bastante próximo do valor que representa a condição intermediária dentro da faixa de profundidades de sulco permitidas por lei, que é de 1,6 mm a 8 mm. O valor intermediário da faixa é de 4,8 mm, muito próximo da média obtida.

A análise da aceleração limitada pela tração foi realizada de modo a verificar o efeito da profundidade dos sulcos dos pneus na aceleração longitudinal do veículo limitada pela interação entre pneu e pista. Devido a relação entre profundidade de sulco do pneu e o coeficiente de atrito entre pneu e pista, o coeficiente de atrito foi o parâmetro usado para avaliar o desempenho de aceleração. Os cálculos foram realizados através da Equação 6, apenas para baixa velocidade, pois nessa condição a aceleração máxima é atingida. Assim, os coeficientes de atrito referentes a velocidade de 50 km/h foram usados nos cálculos.

Para pista seca a maior aceleração foi obtida para o pneu com 1,6 mm de profundidade de sulco, sendo a aceleração de 3,87 m/s<sup>2</sup>. Em pista molhada, com filme de água sobre a pista com 1 mm de espessura, a maior aceleração foi obtida para o pneu com 8 mm de profundidade de sulco, sendo a aceleração de 2,35 m/s<sup>2</sup>. Na pista com filme de água sobre a pista com 2 mm de espessura, a maior aceleração foi obtida também para o pneu com 8 mm de profundidade de sulco, sendo a aceleração de 2,16 m/s<sup>2</sup>.

Nas análises realizadas sobre o desempenho de frenagem, onde foi estudada a influência da profundidade dos sulcos dos pneus na desaceleração, tempo de parada e distância de parada, foi possível constatar que para pista seca seria melhor um pneu de profundidade de sulco baixa, o chamado “pneu careca”, para obter maior atrito entre pneu e pista, pois em relação ao pneu novo, a distância de parada menor e o tempo de parada é menor e a desaceleração é maior. Sendo que essa é a tendência desejada para o desempenho de frenagem. No entanto, cabe salientar que pneus com profundidades de sulco muito baixas possuem capacidade de drenar água insatisfatória, tendendo a induzir o fenômeno de aquaplanagem em velocidades bem menores em comparação a pneus novos.

Em pista molhada o desempenho de frenagem se mostrou melhor com pneus de profundidade de sulco maior, ou seja, pneus novos, pois o coeficiente de atrito entre pneu e pista é maior para tais pneus nesta condição de pista e assim os valores de distância de parada, tempo de parada e desaceleração se mostraram melhores.

Analisando os resultados obtidos na Tabela 9, Tabela 10 e Tabela 11 que relacionam o valor do coeficiente de atrito entre pneu e pista e a tendência ou não à capotagem obtida pela Equação 14, é possível constatar que conforme o coeficiente de atrito entre pneu e pista aumenta, mais próximo da tendência à capotagem o veículo se encontra, existindo um valor limitante, onde passa-se da tendência a deslizar para fora da curva para a tendência à capotagem. É interessante observar que nessa análise, diferente da análise em aceleração e frenagem, valores altos de coeficiente de atrito conduzem ao resultado indesejado, que é a capotagem, pois em geral, é preferível que o veículo deslize para fora da curva ao invés de capotar, visto que no caso de deslizar para fora da curva, dependendo da situação, ainda é possível reestabelecer o controle do veículo e fazê-lo retornar à trajetória desejada.

Na avaliação da influência da profundidade dos sulcos dos pneus no comportamento em curva a análise ficou restrita a forma qualitativa, pois devido à dificuldade em se obter dados referentes a rigidez lateral do pneu, não foi possível calcular e obter dados quantitativos. Através da Equação 17 e Equação 28 é possível verificar a diferença no ângulo de esterçamento dos pneus em baixas e altas velocidades. Em baixas velocidades o esterçamento é descrito por características geométricas do veículo e da trajetória. Em altas velocidades o ângulo esterçamento é função de vários fatores, entre eles a rigidez lateral.

## 5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Algumas simplificações assumidas neste trabalho merecem uma ressalva. Assim, seguem sugestões para trabalhos futuros:

- a) Considerar a influência da profundidade dos sulcos no coeficiente de resistência ao rolamento;
- b) Obter valores de coeficiente de atrito entre pneu e pista para mais valores de profundidade de sulco, ou uma função que descreva o comportamento do coeficiente de atrito conforme a profundidade de sulco é alterada. Evitando assim simplificações nas análises, como a interpolação linear para obter um valor de interesse entre dois valores conhecidos;
- c) Analisar o desempenho de frenagem usando o coeficiente de atrito entre pneu e pista variando com o decréscimo da velocidade.

## REFERÊNCIAS

- BRASIL. Conselho Nacional de Trânsito - CONTRAN. Resolução nº 558/80, Brasília, DF, 15 de abril de 1980.
- CAMPBELL, C. **The sports car. Its design and performance**. 3. ed. Londres: Chapman and Hall Ltd, 1970.
- CORREA, S. M. B. B. **Probabilidade e estatística**. 2. ed. Belo Horizonte, MG: PUC Minas Virtual, 2003.
- CIENCIASECOGNICAO. **Determinação do tamanho de uma amostra**. Disponível em: <<http://www.cienciasecognicao.org/portal/wp-content/uploads/2011/09/Tamanho-da-Amostra-1-1.pdf>>. Acesso em: 09 nov. 2015.
- DIAS, A. **Sistema de freio automotivo e manutenção**. Florianópolis, SC: Publicação interna do GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2000.
- DTU. **Effect of tyre tread depth on accident involvement during summer in Finland**. Technical Research Centre of Finland, 2011.
- GENTA, G; MORELLO, L. **The Automotive Chassis-Volume 1: Components Design**. Dordrecht: Springer, 2009.
- GILLESPIE, T. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992.
- HEISLER, H. **Advanced Vehicle Technology**. 2. ed. Woburn, MA: Butterworth-Heinemann, 2002.
- INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA - INMETRO. **Vocabulário Internacional de Metrologia: Conceitos fundamentais e gerais e termos associados (VIM 2012)**. 1. ed. Duque de Caxias, RJ: 2012.
- JAZAR, R. **Vehicle Dynamics Theory and Application**. New York, NY: Springer, 2008.
- LEAL, L. D. C. M; DA ROSA, E; NICOLAZZI, L. C. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Florianópolis, SC: Publicação interna do GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012.
- LIU, C. S; PENG, H. Road Friction Coefficient Estimation For Vehicle Path Prediction. **Vehicle System Dynamics**, n. 25, p. 413-425, 1996. Disponível em <<http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423119608969210>>. Acesso em: 16 nov. 2015.
- MARCONI, M. D. A; LAKATOS, E. M. **Fundamentos de Metodologia Científica**. 5. ed. São Paulo, SP: Atlas S.A., 2003.
- MONTGOMERY, D; RUNGER, G. **Estatística aplicada e probabilidade para engenheiros**. 4. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2009.

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. **Tire Pressure Special Study Tread Depth Analysis**. Washington, D.C.: NHTSA, 2001.

PRIETO, R. **Freios hidráulicos: da física básica à dinâmica veicular, do sistema convencional aos sistemas eletrônicos**. São Paulo, SP: Senai-SP, 2014.

PENNY, D. N. Rollover of Sport Utility Vehicles. **The Physics Teacher**, n. 42, p. 86-91, fev. 2004. Disponível em <<http://dx.doi.org/10.1119/1.1646483>>. Acesso em: 22 out. 2015.

POPP, K; SCHIEHLEN, W. **Ground vehicle dynamics**. Berlin: Springer, 2010.

RILL, G. **Vehicle dynamics: short course**. Campinas, SP: Apostila do curso ministrado na Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, FEM-UNICAMP, 2007.

SAMPIERE, R. H; COLLADO, C. F; LUCIO, M. d. P. B. **Metodologia de pesquisa**. 5. ed. Porto Alegre, RS: Penso, 2013.

WONG, J. Y. **Theory of ground vehicles**. 3. ed. New York, NY: John Wiley & Sons, INC, 2001.

## APÊNDICE A – Dados da calibração do medidor de sulcos

Tabela 12 - Calibração do medidor de profundidade de sulco.

Valor de referência	0,000 mm	5,000 mm	7,000 mm
Ponto 1	0,0	5,0	7,0
Ponto 2	0,0	5,0	7,0
Ponto 3	0,0	5,0	7,0

Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

Tabela 13 - Incerteza associada apenas a resolução do instrumento de medição.

Fonte de incerteza	Tipo	Valor	Divisor	$u(x_i)$	Dist. Probab.	$c_i$	$u_i(y)$	$v_i$
Resolução	B	0,25	$\sqrt{3}$	0,1443 mm	R	1	0,1443	$\infty$
							$u(y) = u(ET):$ 0,1443	$v_{eff}:$ $\infty$
							U: 0,28867	k: 2,00
							U (truncado): 0,3	k: 2,00
							$u_i(y), u(y), U$ em mm	

Fonte: Elaborado pelo autor (2015).

<p><b>Legenda:</b></p> <p><math>u(x_i)</math> – incerteza padrão de entrada  <math>c_i</math> – coeficiente de sensibilidade  <math>u_i(y)</math> – contribuição para incerteza padrão  <math>v_i</math> – graus de liberdade  <math>u(y)</math> – incerteza combinada ou incerteza-padrão de saída  <math>v_{eff}</math> – graus de liberdade efetivos  <math>N</math> – número de fontes de incerteza  <math>k</math> – fator de abrangência para P(95,45%)  <math>U</math> – Incerteza expandida de medição</p>	<p><b>Fórmulas:</b></p> $u(x_i) = \frac{\text{Valor}}{\text{divisor}}$ $u_i(y) = c_i \cdot u(x_i)$ $u(y) = \sum_{i=1}^N u_i(y)$ $v_{eff} = \frac{u^4(y)}{\sum_{i=1}^N \frac{u_i^4(y)}{v_i}}$ $U = k \cdot u(y)$
--	---

**APÊNDICE B – Dados coletados dos veículos para a análise estatística**

Tabela 14 - Dados coletados dos veículos.

Marca/modelo veículo	RDE	RDD	RTE	RTD	Raio	Fabricante	Seção	Radial/diagonal
Ford Focus	5,0	4,5	4,5	4,5	16	Pirelli	205/55	Radial
	5,0	4,5	5,0	4,5				
	5,0	4,0	5,0	4,5				
Vw Polo	3,0	2,5	2,5	7,0	15	Pirelli & Goform	195/55	Radial
	3,0	2,5	2,5	7,0				
	3,0	2,5	2,5	7,0				
Renault Sandero	6,0	6,0	6,5	6,5	14	Michelin	185/70	Radial
	6,0	6,0	6,5	6,5				
	6,0	5,5	6,5	6,5				
Renault Sandero	7,0	6,5	7,0	7,0	15	Bridgestone	185/65	Radial
	7,0	6,5	7,0	7,0				
	6,5	6,5	7,0	7,0				
Honda Fit	5,0	5,0	7,0	6,0	15	Goodyear	185/65	Radial
	5,0	5,0	7,0	6,0				
	5,0	5,0	6,5	5,5				
Toyota Corolla	3,0	3,5	3,5	3,5	16	Michelin	205/55	Radial
	3,0	3,0	3,5	3,5				
	3,0	3,0	3,5	3,5				
Nissan Livina	5,0	5,0	4,0	3,0	14	Bridgestone	185/70	Radial
	5,0	5,0	4,0	3,5				
	5,0	5,0	4,0	3,5				
Toyota Corolla	4,0	3,5	4,0	4,0	16	Pirelli	205/55	Radial
	4,0	3,5	4,0	4,0				
	3,5	3,5	4,0	4,0				
Ford Fiesta	6,0	6,0	6,0	7,0	15	Pirelli	195/55	Radial
	6,0	5,5	6,5	7,5				
	6,5	6,0	6,5	7,5				
Peugeot 207	2,5	2,0	6,0	4,0	14	Pirelli	185/60	Radial
	3,0	2,0	5,5	4,0				
	3,0	2,0	5,5	4,0				
GM Vectra	3,5	3,0	3,5	3,0	16	Michelin	205/55	Radial
	3,5	3,0	3,0	3,0				
	3,5	3,0	3,0	3,0				

Tabela 14 - Dados coletados dos veículos (Continuação).

Marca/modelo veículo	RDE	RDD	RTE	RTD	Raio	Fabricante	Seção	Radial/diagonal
Honda City	4,0	2,5	4,0	3,0	16	Bridgestone	185/55	Radial
	4,0	2,0	4,0	3,0				
	4,0	2,5	4,0	3,0				
Citröen C3	5,0	4,0	6,0	5,5	16	Michelin	195/55	Radial
	5,0	4,5	6,0	5,5				
	5,0	4,5	5,5	5,5				
N/A	4,5	5,0	5,5	5,5	15	Aeolus & Goodride	195/65	Radial
	5,0	5,0	5,5	5,0				
	5,0	5,5	5,5	5,5				
Citröen C3	5,0	5,0	5,0	4,5	15	Goodyear	185/60	Radial
	5,0	5,0	5,0	4,5				
	5,0	5,0	5,0	4,5				
Ford Fiesta	5,0	5,0	4,0	2,5	14	Pirelli	175/65	Radial
	5,0	5,0	4,5	2,5				
	5,0	5,0	4,0	3,0				
Nissan Sentra	7,0	7,0	7,0	7,0	17	Continental	205/50	Radial
	7,0	7,0	7,0	7,0				
	7,0	7,0	7,0	7,0				
Nissan Livina	2,5	2,5	4,5	4,0	15	Bridgestone	185/65	Radial
	2,5	2,5	4,5	4,0				
	2,5	2,0	4,5	4,0				
GM Agile	3,5	3,0	1,0	2,0	15	Pirelli	185/60	Radial
	3,5	3,0	1,0	2,0				
	3,5	3,0	1,0	2,0				
Nissan Grand Livina	5,0	5,5	5,0	4,5	15	Bridgestone	185/65	Radial
	5,0	6,0	5,0	4,5				
	5,0	6,0	5,0	4,5				
Fiat Pálio	2,0	1,5	2,5	1,5	14	Fate	175/65	Radial
	2,0	1,5	2,5	1,5				
	2,0	1,5	2,5	1,5				
Focus Sedan	6,0	6,0	7,0	7,0	17	Pirelli	215/50	Radial
	6,0	6,0	7,0	7,0				
	6,0	6,0	7,0	7,0				

Tabela 14 - Dados coletados dos veículos (Conclusão).

Marca/modelo veículo	RDE	RDD	RTE	RTD	Raio	Fabricante	Seção	Radial/diagonal
Ford Fiesta	4,5	4,5	2,0	2,0	14	Pirelli	175/65	Radial
	4,5	4,5	2,0	2,0				
	4,0	4,5	2,0	2,0				
Nissan March	6,5	6,5	6,5	6,0	14	Maxxis	165/70	Radial
	7,0	6,5	6,5	6,0				
	7,0	6,5	6,5	6,5				
Ford Ka	3,5	2,5	3,5	3,0	14	Goodyear	175/65	Radial
	3,5	2,5	3,5	3,0				
	3,5	2,5	3,5	3,0				
Ford Fiesta	6,0	6,0	7,0	7,0	15	Goodyear	195/55	Radial
	6,0	6,0	7,0	7,0				
	6,0	6,0	7,0	6,5				
Honda Fit	6,0	6,0	6,5	6,5	15	Pirelli	185/60	Radial
	6,0	5,5	6,5	6,5				
	6,0	6,0	6,5	6,0				
Honda Civic	5,0	5,5	5,0	5,0	17	Pirelli	205/50	Radial
	5,0	5,5	5,0	5,0				
	5,0	5,5	5,0	5,0				
GM Prisma	3,5	3,5	6,0	5,5	14	Michelin & Goodyear	175/65	Radial
	3,5	3,5	6,0	5,5				
	3,5	3,5	6,0	5,5				
Renault Fluence	6,0	6,5	6,5	6,5	16	Continental	205/60	Radial
	6,5	6,5	6,5	6,5				
	6,5	6,0	6,0	6,5				

Fonte: Elaborado pelo autor (2015).