

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE SISTEMA AUTOMATIZADO DE PESAGEM VEICULAR COM
PLATAFORMAS

Por

Douglas dos Santos Gaspareto

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Julho de 2017

ANÁLISE DE SISTEMA AUTOMATIZADO DE PESAGEM VEICULAR COM
PLATAFORMAS

Por

Douglas dos Santos Gaspareto
Tecnólogo em Automação Industrial

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da
Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos
requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Processos de Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Aprovada por:

Prof. Dr. Walter Paucar Casas,..... PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Marcelo André Toso,.....UFSM, Campus Cachoeira do Sul

Prof. Dr. Marcos Daniel de Freitas Awruch,.....DEMEC / UFRGS

Prof. Dr. Jakson Manfredini Vassoler
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 14 de Julho de 2017

“A mente que se abre a uma nova
ideia jamais voltará ao seu tamanho
original.” [Albert Einstein]

AGRADECIMENTOS

À minha família pelo apoio e incentivo.

Ao meu orientador Dr. Herbert Martins Gomes pela dedicação e incentivo.

Aos laboratoristas do Grupo de Mecânica Aplicada pelo auxílio na utilização dos equipamentos de medição.

Aos Professores do PROMEC da UFRGS pelo conhecimento transmitido.

À empresa Pat Traffic pelo fornecimento dos dados técnicos do equipamento de pesagem.

À ANTT - Diretoria, Comitê Gestor de Capacitação, Superintendência de Fiscalização e demais colegas que contribuíram para a realização do trabalho.

À Triunfo Concepa pelo auxílio nas medições experimentais no posto de pesagem veicular de Gravataí/RS.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo sobre o comportamento de sistemas de pesagem em movimento baseados em plataformas comumente utilizadas no Brasil. Parâmetros relevantes nesse comportamento são modelados: rugosidade aleatória da pista, dinâmica vertical do veículo e sua velocidade, desnível entre a pista e plataforma e dinâmica da plataforma. Duas classes de veículos são simuladas trafegando a diferentes velocidades e sendo pesados utilizando uma proposta de modelo de plataforma rígida e uma proposta de plataforma flexível. As forças de reação do solo e históricos de aceleração em vários GDL são registrados a fim de obter a carga estática por eixo e os erros nas estimativas do peso para o modelo de plataforma rígida. Já para o modelo de plataforma flexível, as forças de reação servem de entrada no modelo de elemento finitos de viga Euler-Bernoulli com consideração da área de contato do pneu através de um trem de cargas. Conclusões relacionadas à redução da precisão do sistema com o aumento da velocidade do veículo são confirmadas, embora importantes conclusões não tão óbvias sobre a importância da dinâmica do veículo, do nível de rugosidade da pista, da altura do degrau pista-plataforma e da dinâmica da plataforma de pesagem são ressaltadas.

Palavras-chave: Plataformas de pesagem; Pesagem em movimento; Dinâmica veicular; Perfil de rugosidade de pista; Modelo em elementos finitos.

ABSTRACT

This work proposes a numerical study on the behavior of weigh-in-motion systems based on load platforms useful in Brazil. Some important parameters that may control this behavior that are modeled are random road roughness, vehicle vertical dynamics, vehicle speed, load platform step's height to the road and platform dynamics. Two vehicles types are modelled travelling at different speeds and being weighted using a rigid platform proposal and another proposal with a flexible platform. Ground reaction force and acceleration time history on several degree-of-freedom are recorded in order to obtain the static load per axis and the corresponding estimated errors for the rigid platform model. For the flexible platform model, the reaction forces serve as inputs into the Euler-Bernoulli finite element model with consideration of the contact area of the tire by train of loads. Some usual conclusions related to the reduction in the accuracy of the measuring system with increased vehicle speed are confirmed in the numerical study, although important conclusions not so obvious concerning the importance of road roughness, vehicle vertical dynamics, and vehicle speed, load platform step's height to the road and platform dynamics are highlighted.

Keywords: Load platform; Weigh-in-motion; Dynamics, Road roughness profile; Finite element model.

ÍNDICE

1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivos	3
1.2.1 Objetivos Específicos	3
1.3 Organização do Trabalho	4
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 Tecnologias de pesagem veicular	5
2.1.1 Plataformas com células de carga	5
2.1.2 Placas à flexão (<i>Bending plates</i>)	6
2.1.3 Pesagem em pontes	8
2.1.4 Pesagem com sensores piezelétricos.....	8
2.1.4.1 Pesagem com múltiplos sensores.....	9
2.1.5 Pesagem embarcada	11
2.1.6 Fibra óptica	12
2.2 Acurácia e custos dos sistemas de pesagem	14
2.3 Legislação Brasileira.....	15
2.4 Normas de aferição	20
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	24
3.1 Modelagem de sistemas de pesagem	24
3.1.1 Dinâmica veicular	26
3.1.2 Nivelamento dos sensores.....	27
3.1.3 Rugosidade e planicidade da pista	27
3.1.4 Outros fatores relevantes.....	28
3.2 Modelamento analítico de viga simplesmente apoiada sujeita uma carga móvel	29
3.3 Modelagem em elementos finitos	34
3.3.1 Equação do movimento de elementos finitos de viga de Euler-Bernoulli.....	35
3.3.2 Considerações sobre o amortecimento do elemento	39
3.4 Análise Dinâmica no tempo.....	41
4 MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS.....	43

4.1	Equipamentos de pesagem e de medição.....	43
4.2	Medições realizadas	47
4.2.1	Análise das medições e cálculo do fator de calibração.....	48
5	MODELAMENTO NUMÉRICO DO PROBLEMA ANALISADO.....	55
5.1	Veículos simulados e testados	55
5.1.1	Frequências naturais dos modelos de veículos	62
5.2	Modelamento do degrau pista-plataforma	62
5.3	Modelamento do perfil da pista	63
5.4	Modelo numérico da plataforma.....	65
5.4.1	Considerações sobre área de contato do pneu.....	65
5.4.2	Obtenção da Carga sobre a plataforma a partir de leituras de deformação	67
5.5	Validação do modelo utilizado com um modelo de viga simples sujeita a uma carga e/ou massa-mola móvel.	68
5.6	Exemplos de análises do modelo rígido e flexível da plataforma de pesagem com os veículos simulados.....	72
6	RESULTADOS	84
6.1	Simulações realizadas com o Modelo Plataforma Rígida.....	84
6.1.1	Efeito da altura do degrau	84
6.1.2	Efeito da velocidade do veículo.....	86
6.1.3	Efeito da rugosidade da pista	88
6.2	Simulações realizadas com o Modelo de Plataforma Flexível	90
6.2.1	Efeito da altura do degrau	90
6.2.2	Efeito da velocidade do veículo.....	91
6.2.3	Efeito da rugosidade da pista	93
7	CONCLUSÕES.....	95
7.1	Sugestão para trabalhos futuros	96
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	98
	ANEXO I – ANEXOS PORTARIA DENATRAN N° 63/2009	103
	ANEXO II – PORTARIA INMETRO/DIMEL N° 166 /2006.....	108
	ANEXO III - INFORMAÇÕES DO MÓDULO DE AQUISIÇÃO DE DADOS	
	MODELO ADS 2000 – LYNX.....	113

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Acidentes com veículos de carga	2
Figura 2.1	Sistema de pesagem com células de carga.....	6
Figura 2.2	Sistema de pesagem com <i>bending plates</i>	7
Figura 2.3	Sistema de pesagem em pontes	8
Figura 2.4	Sistemas MS WIM	10
Figura 2.5	Sensor de medição de peso diretamente da deformação do eixo.....	12
Figura 2.6	Sistema de medição de peso em suspensão pneumática.....	12
Figura 2.7	Sensor de medição de peso por fibra óptica.....	14
Figura 3.1	Flutuação das leituras de pesagem de veículos em movimento.....	24
Figura 3.2	Modelo de um quarto de veículo com 2GDL com velocidade variável considerando a rugosidade da pista.....	25
Figura 3.3	Pesagem em plataforma de pesagem.....	28
Figura 3.4	Sinal medidos de uma plataforma de pesagem	29
Figura 3.5	Viga simplesmente apoiada percorrida por uma carga concentrada p com velocidade v	30
Figura 3.6	Elemento de viga tridimensional: (a) graus de liberdade correspondentes e (b) forças nodais.....	36
Figura 3.7	Plataforma discretizada com os elementos finitos utilizados.....	39
Figura 4.1	Balança da empresa PAT para medição de peso em movimento (p/ uma roda)..	44
Figura 4.2	Conjunto de balanças para medição de pesos em movimento no PPV de Gravataí, RS (em defasagem para medição de velocidade).....	44
Figura 4.3	Tela do software de pesagem da Pat Traffic no PPV de Gravataí, RS.....	45
Figura 4.4	Equipamento de medição DAW 300PC da Pat Traffic para condicionamento dos sinais das plataformas de medição de peso em movimento.....	45
Figura 4.5	Circuito em ponte de Wheatstone.....	46
Figura 4.6	Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 1.....	49
Figura 4.7	Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 2.....	49

Figura 4.8 Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 3.	50
Figura 4.9 Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 4.	51
Figura 4.10 Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 5.	51
Figura 4.11 Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 6.	52
Figura 4.12 Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 7.	53
Figura 4.13 Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 8.	53
Figura 5.1 Modelo esquemático do veículo tipo (a).	56
Figura 5.2 Modelo esquemático do veículo tipo (b).	59
Figura 5.3 Detalhamento do degrau da pista para a plataforma de pesagem.	63
Figura 5.4 Representação da área de contato do pneu por trem de cargas equivalente (em vermelho cargas que efetivamente atuam sobre a plataforma de pesagem).	66
Figura 5.5 Representação dos <i>strain gages</i> instalados em ponte completa no meio do vão da plataforma de pesagem.	67
Figura 5.6 Viga simplesmente apoiada percorrida por um sistema massa-mola com velocidade v	69
Figura 5.7 Deflexão no meio do vão da viga ao longo do tempo para os três modelos de carregamento apresentados em Yang, et al. (2004).	70
Figura 5.8 Deflexão no meio do vão da viga ao longo do tempo para o modelo proposto. .	70
Figura 5.9 Aceleração no meio do vão da viga ao longo do tempo para os três modelos de carregamento apresentados em Yang, et al. (2004).	71
Figura 5.10 Aceleração no meio do vão da viga ao longo do tempo para o modelo proposto.	71
Figura 5.11 Exemplo de perfil gerado de pista classe B com degrau (circulando a posição do degrau da plataforma).	72
Figura 5.12 Forças de reação dos pneus do veículo tipo (a) na pista gerada (circulando o pico de força ao passar pela plataforma).	73

Figura 5.13	Forças de reação dos pneus do veículo tipo (b) na pista gerada (circulando o pico de força ao passar pela plataforma).	73
Figura 5.14	Forças na plataforma do veículo tipo (a) no modelo Plataforma Rígida	74
Figura 5.15	Forças na plataforma do veículo tipo (b) no Modelo Plataforma Rígida.....	74
Figura 5.16	Deslocamento no meio do vão em função do tempo para o veículo tipo (a).	76
Figura 5.17	Deslocamento no meio do vão em função do tempo para o veículo tipo (b).	76
Figura 5.18	Momento fletor no meio do vão em função do tempo para o veículo tipo (a). ...	77
Figura 5.19	Momento fletor no meio do vão em função do tempo para o veículo tipo (b). ..	77
Figura 5.20	Tensão elétrica em função do tempo para o veículo tipo (a).	78
Figura 5.21	Tensão elétrica em função do tempo para o veículo tipo (b).	78
Figura 5.22	Sinais de força nas plataformas para o veículo (a).	79
Figura 5.23	Sinais de força nas plataformas para o veículo (b).	79
Figura 5.24	Forças na plataforma flexível em função do tempo para o veículo tipo (a) considerando carga pontual.	80
Figura 5.25	Forças na plataforma flexível em função do tempo para o veículo tipo (b) considerando carga pontual.	81
Figura 5.26	Forças na plataforma flexível em função do tempo para o veículo tipo (a) considerando a área de contato.	82
Figura 5.27	Forças na plataforma flexível em função do tempo para o veículo tipo (b) considerando a área de contato.	83
Figura 6.1	Erro Médio–PBT × altura do degrau: veículo tipo (a) e veículo tipo (b).	86
Figura 6.2	Erro Médio por eixo × altura do degrau: veículo tipo(a) e tipo (b).	86
Figura 6.3	Erro RMS –PBT × velocidade: veículos tipo (a) e tipo (b)	87
Figura 6.4	Desvio-Padrão –PBT× velocidade: veículos tipo (a) e tipo (b)	88
Figura 6.5	Erro RMS -PBT × Classe da via: veículos tipo (a) e tipo (b)	89
Figura 6.6	Desvio Padrão –PBT × Classe da via: veículos tipo (a) e tipo (b).	89
Figura 6.7	Erro Médio–PBT × altura do degrau: veículo tipo (a) e veículo tipo (b).	91
Figura 6.8	Erro Médio por eixo × altura do degrau: veículo tipo(a) e tipo (b).	91
Figura 6.9	Erro RMS –PBT × velocidade: veículos tipo (a) e tipo (b)	92
Figura 6.10	Desvio-Padrão –PBT× velocidade: veículos tipo (a) e tipo (b)	93
Figura 6.11	Erro RMS -PBT × Classe da via: veículos tipo (a) e tipo (b)	94
Figura 6.12	Desvio Padrão –PBT × Classe da via: veículos tipo (a) e tipo (b).	94

Figura I.1	Portaria do Denatran 63/2009.....	103
Figura I.2	Portaria do Denatran 63/2009 (Cont.).....	104
Figura I.3	Portaria do Denatran 63/2009 (Cont.).....	105
Figura I.4	Portaria do Denatran 63/2009 (Cont.).....	106
Figura I.5	Portaria do Denatran 63/2009 (Cont.).....	107
Figura II.1	Portaria do INMETRO 166/2006.....	108
Figura II.2	Portaria do INMETRO 166/2006 (Cont.).....	109
Figura II.3	Portaria do INMETRO 166/2006 (Cont.).....	110
Figura II.4	Portaria do INMETRO 166/2006 (Cont.).....	111
Figura II.5	Portaria do INMETRO 166/2006 (Cont.).....	112
Figura III.1	Equipamento ADS 2000 da Lynx.....	113
Figura III.2	Equipamento ADS 2000 da Lynx(Cont.).....	114

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Acurácia das tecnologias de pesagem.....	14
Tabela 2.2	Custos relativos das tecnologias de pesagem	15
Tabela 2.3	Tolerâncias COST 323	21
Tabela 2.4	Tolerâncias ASTM E1308-02.....	21
Tabela 2.5	Correspondência entre as classes de eixos e a classe de massa do veículo	22
Tabela 2.6	Tolerâncias OIML R134-06	22
Tabela 2.7	Tolerância na aferição em relação ao PBT.....	23
Tabela 4.1	Resumo dos resultados experimentais obtidos na balança no PPV (Posto de pesagem veicular) de Gravataí, RS.....	47
Tabela 5.1	Parâmetros do modelo de veículo tipo (a).....	58
Tabela 5.2	Parâmetros do modelo de veículo tipo (b).....	61
Tabela 5.3	Frequências naturais para ambos os veículos.....	62
Tabela 5.4	Frequências naturais da plataforma modelada.....	75
Tabela 6.1	Valores dos erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da altura do degrau para o tipo de veículo (a).....	85
Tabela 6.2	Valores dos erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da altura do degrau para o tipo de veículo (b).....	85
Tabela 6.3	Valores dos erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da velocidade para o tipo de veículo (a).....	86
Tabela 6.4	Valores de erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da velocidade para o tipo de veículo (b).....	87
Tabela 6.5	Valores de erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da rugosidade da pista para o tipo de veículo (a).....	88
Tabela 6.6	Valores de erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da rugosidade da pista para o tipo de veículo (b).....	89
Tabela 6.7	Valores dos erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da altura do degrau para o tipo de veículo (a).....	90
Tabela 6.8	Valores dos erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da altura do degrau para o tipo de veículo (b).....	90

Tabela 6.9	Valores dos erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da velocidade para o tipo de veículo (a).....	92
Tabela 6.10	Valores dos erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da velocidade para o tipo de veículo (b).....	92
Tabela 6.11	Valores de erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da rugosidade da pista para o tipo de veículo (a)	93
Tabela 6.12	Valores de erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da rugosidade da pista para o tipo de veículo (b).....	94

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

AET	Autorização Especial de Trânsito
ANTT	Agência Nacional de Transportes Terrestres
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
B-WIM	<i>Brigde Weigh-in-Motion</i>
CG	Centro de Gravidade
CMT	Capacidade Máxima de Tração
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
COST	<i>Cooperation in Science and Technology</i>
CTB	Código de Trânsito Brasileiro
CVC	Combinação de Veículos de Carga
DENATRAN	Departamento Nacional de Trânsito
DNIT	Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes
GDL	Grau de Liberdade
HGP	Processo Homogêneo Gaussiano
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
HS-WIM	<i>High Speed Weigh-in-Motion</i>
LS-WIM	<i>Low Speed Weigh-in-Motion</i>
MS-WIM	<i>Multiple Sensor Weigh-in-Motion</i>
MPR	Modelo Plataforma Rígida
MPF	Modelo Plataforma Flexível
PBT	Peso Bruto Total
PBTC	Peso Bruto Total Combinado
PPV	Posto de Pesagem Veicular
PROMEC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
RMS	<i>Root Mean Square</i>
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
WIM	<i>Weigh-in-Motion</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Caracteres Latinos

A	Ganho do amplificador	[Adimensional]
a	Distância entre o eixo dianteiro e o centro de gravidade	[m]
b	Distância entre o eixo traseiro e o centro de gravidade	[m]
b	Largura da viga	[m]
$[C]$	Matriz de amortecimento do sistema	[Ns/m]
c_e	Coefficiente de amortecimento externo	[Ns/m]
c_i	Coefficiente de amortecimento interno	[Ns/m]
c_a	Amortecimento do assento	[Ns/m]
c_1	Rigidez do eixo dianteiro	[Ns/m]
c_2	Rigidez do eixo traseiro	[Ns/m]
c_p	Rigidez equivalente do eixo dianteiro	[Ns/m]
c_{pp}	Amortecimento do pneu dianteiro	[Ns/m]
c_{pz}	Amortecimento dos pneus traseiros	[Ns/m]
c_{sp1}, c_{sp2}	Amortecimento do assento dos passageiros 1 e 2	[Ns/m]
c_{sv}	Amortecimento do assento do condutor	[Ns/m]
c_z	Rigidez equivalente do eixo traseiro	[Ns/m]
c_{12}	Amortecimento da suspensão dianteira esquerda	[Ns/m]
c_{22}	Amortecimento da suspensão dianteira direita	[Ns/m]
c_{32}	Amortecimento da suspensão traseira esquerda	[Ns/m]
c_{42}	Amortecimento da suspensão traseira direita	[Ns/m]
E	Módulo de elasticidade longitudinal	[Pa]
e_1	Distância dos elementos de suspensão até o do eixo dianteiro	[m]
e_2	Distância dos elementos de suspensão até o do eixo traseiro	[m]
$e_i \%$	Erro relativo i	[%]
ΔE	Tensão elétrica	[V]

$\{\mathbf{F}(t)\}$	Vetor de forças externas	[N]
F_{pneu}	Força exercida pelo pneu	[N]
f_c	Fator de calibração	[kg/V]
f_s	Frequência de amostragem	[Hz]
f_1	Distância das rodas até o CG do eixo dianteiro	[m]
f_2	Distância das rodas até o CG do eixo traseiro	[m]
G	Módulo de elasticidade transversal	[Pa]
G_0	Densidade espectral unilateral específica	[m ³ /ciclo]
g	Aceleração gravitacional	[m/s ²]
$H(x)$	Função Heaveside	[Adimensional]
h	Altura	[m]
I	Momento de inércia	[kg.m ²]
I_x	Momento de inércia em relação ao eixo x	[kg.m ²]
I_y	Momento de inércia em relação ao eixo y	[kg.m ²]
I_z	Momento de inércia em relação ao eixo z	[kg.m ²]
I_p	Momento polar de inércia	[kg.m ²]
J	Momento de inércia à torção	[kg.m ²]
$[\mathbf{K}]$	Matriz de rigidez do sistema	[N/m]
k	<i>Gage factor</i>	[Adimensional]
K_{11}	Rigidez do pneu dianteiro esquerdo	[N/m]
K_{21}	Rigidez do pneu dianteiro direito	[N/m]
K_{31}	Rigidez do pneu traseiro esquerdo	[N/m]
K_{41}	Rigidez do pneu traseiro direito	[N/m]
K_{12}	Rigidez da suspensão dianteira esquerda	[N/m]
K_{22}	Rigidez da suspensão dianteira direita	[N/m]
K_{32}	Rigidez da suspensão traseira esquerda	[N/m]
k_a	Rigidez do assento	[Ns/m]
k_1	Rigidez do eixo dianteiro	[Ns/m]
k_2	Rigidez do eixo traseiro	[Ns/m]
k_p	Rigidez equivalente do eixo dianteiro	[Ns/m]

k_{pp}	Rigidez do pneu dianteiro	[Ns/m]
k_{pz}	Rigidez dos pneus traseiros	[Ns/m]
k_{sp1}, k_{sp2}	Rigidez do assento dos passageiros 1 e 2	[Ns/m]
k_{sv}	Rigidez do assento do condutor	[Ns/m]
k_z	Rigidez equivalente do eixo traseiro	[Ns/m]
l	Largura da carroceria	[m]
L	Comprimento da viga	[m]
L_c	Comprimento de contato	[m]
lp	Comprimento da plataforma	[m]
M	Momento fletor	[N.m]
m	Massa	[kg]
m_1	Massa suspensa	[kg]
m_2	Massa não suspensa	[kg]
m_a	Massa do assento	[kg]
m_c	Massa da carroceria	[kg]
m_1	Massa da suspensão dianteira esquerda	[kg]
m_2	Massa da suspensão dianteira direita	[kg]
m_3	Massa da suspensão traseira esquerda	[kg]
m_4	Massa da suspensão traseira direita	[kg]
$[M]$	Matriz de massa do sistema	[kg]
M_n	Matriz modal diagonalizada	[Adimensional]
n_i	Número de onda na frequência espacial	[ciclos/m]
$Peso$	Peso do veículo	[N]
p	Carga concentrada	[N]
p_i	Carga i do trem de cargas	[N]
q	Carga uniforme	[N/m]
$[R]$	Matriz de rotação	[Adimensional]
$[r]$	Matriz de orientação	[Adimensional]
R_i	Resistência Elétrica do <i>strain gage</i> i	[Ω]
ΔR_i	Variação da resistência elétrica do <i>strain gage</i> i	[Ω]
r	Raio do pneu	[m]

r_a	Distância dos elementos de suspensão até o eixo traseiro	[m]
s_1	Posição assento do condutor no eixo x	[m]
s_2	Posição assento do condutor no eixo y	[m]
s_3	Posição assento do passageiro 1 no eixo x	[m]
s_4	Posição assento do passageiro 1 no eixo y	[m]
s_5	Posição assento do passageiro 2 no eixo x	[m]
s_6	Posição assento do passageiro 2 no eixo y	[m]
t	Tempo	[s]
t_i	Tempo de chegada da carga i na plataforma	[s]
t_1	Instante em que o pneu entra em contato com a plataforma	[s]
t_2	Instante em que o pneu está totalmente sobre a plataforma	[s]
t_3	Instante em que o pneu sai da plataforma	[s]
n	Número de onda na frequência espacial	[ciclos/m]
Δt	Intervalo de tempo	[s]
$\{\mathbf{u}(t)\}$	Vetor de deslocamentos do sistema no tempo	[m]
$\{\dot{\mathbf{u}}(t)\}$	Vetor de velocidades do sistema no tempo	[m/s]
$\{\ddot{\mathbf{u}}(t)\}$	Vetor de acelerações do sistema no tempo	[m/s ²]
v	Velocidade do veículo	[m/s]
W_b	Distância entre eixos	[m]
Wd_i	Peso medido em movimento	[N]
W_{S_i}	Peso de referência (padrão)	[N]
w	Expoente unilateral da função $G(n)$ do perfil de pista	[Adimensional]
w_1	Expoente bilateral da função $G(n)$ do perfil de pista	[Adimensional]
w_2	Expoente bilateral da função $G(n)$ do perfil de pista	[Adimensional]
z	Deslocamento do CG da carroceria	[m]
\dot{z}	Velocidade do CG da carroceria	[m/s]
\ddot{z}	Aceleração do CG da carroceria	[m/s ²]
z_a	Deslocamento vertical do assento	[m]
\dot{z}_a	Velocidade vertical do assento	[m/s]
\ddot{z}_a	Aceleração vertical do assento	[m/s ²]
z_c	Deslocamento vertical da carroceria	[m]

\dot{z}_c	Velocidade vertical da carroceria	[m/s]
\ddot{z}_c	Aceleração vertical da carroceria	[m/s ²]
\ddot{z}_1	Aceleração vertical da suspensão dianteira esquerda	[m/s ²]
\ddot{z}_2	Aceleração vertical da suspensão dianteira direita	[m/s ²]
\ddot{z}_3	Aceleração vertical da suspensão traseira esquerda	[m/s ²]
\ddot{z}_4	Aceleração vertical da suspensão traseira direita	[m/s ²]
z_{11}	Deslocamento vertical do pneu dianteiro esquerdo	[m]
z_{21}	Deslocamento vertical do pneu dianteiro direito	[m]
z_{31}	Deslocamento vertical do pneu traseiro esquerdo	[m]
z_{41}	Deslocamento vertical do pneu traseiro direito	[m]
z_{12}	Deslocamento vertical da suspensão dianteira esquerda	[m]
z_{22}	Deslocamento vertical da suspensão dianteira direita	[m]
z_{32}	Deslocamento vertical da suspensão traseira esquerda	[m]
z_{42}	Deslocamento vertical da suspensão traseira direita	[m]
\dot{z}_{11}	Velocidade vertical do pneu dianteiro esquerdo	[m/s]
\dot{z}_{21}	Velocidade vertical do pneu dianteiro direito	[m/s]
\dot{z}_{31}	Velocidade vertical do pneu traseiro esquerdo	[m/s]
\dot{z}_{41}	Velocidade vertical do pneu traseiro direito	[m/s]
\dot{z}_{12}	Velocidade vertical da suspensão dianteira esquerda	[m/s]
\dot{z}_{22}	Velocidade vertical da suspensão dianteira direita	[m/s]
\dot{z}_{32}	Velocidade vertical da suspensão traseira esquerda	[m/s]
\dot{z}_{42}	Velocidade vertical da suspensão traseira esquerda	[m/s]

Caracteres Gregos

α, β	Parâmetros do método de Newmark	[Adimensional]
ε	Deformação	[Adimensional]
θ	Deslocamento angular de arfagem	[rad]
$\dot{\theta}$	Velocidade angular de arfagem	[rad/s]
$\ddot{\theta}$	Aceleração angular de arfagem	[rad/s ²]
ϕ	Deslocamento angular de rolagem	[rad]

$\dot{\phi}$	Velocidade angular de rolagem	[rad/s]
$\ddot{\phi}$	Aceleração angular de rolagem	[rad/s ²]
ν	Módulo de Poisson	[Adimensional]
ξ_1	Deslocamento vertical dianteiro esquerdo da pista	[m]
ξ_2	Deslocamento vertical dianteiro direito da pista	[m]
ξ_3	Deslocamento vertical traseiro esquerdo da pista	[m]
ξ_4	Deslocamento vertical traseiro direito da pista	[m]
ξ_n	Razão de amortecimento	[Adimensional]
ω_n	Frequência natural	[rad/s]
ω_{dn}	Frequência amortecida	[rad/s]

1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados detalhes gerais sobre o tema de pesagem em movimento. São introduzidas as motivações para este trabalho, juntamente com os objetivos gerais e os objetivos específicos para a avaliação de sistemas de pesagem em movimento. Por fim, é indicada a forma final de organização do trabalho e distribuição dos capítulos.

1.1 Motivação

Em 1978, o primeiro posto de uma rede de postos de pesagem de veículos (PPVs) começou a operar no Brasil, usando um sistema WIM (*Weigh-in-Motion*) do tipo *bending plate* para pré-seleção, e um sistema WIM do tipo de células de carga para a fiscalização a baixa velocidade. O sistema de transporte rodoviário brasileiro entrou no século XXI operando sob condições bastante insatisfatórias, após duas décadas de baixo investimento e controle. Como consequência, níveis insuficientes de segurança, competição leal e qualidade dos pavimentos são ainda hoje observadas na operação rodoviária [Varejão, 2011].

Existem diversas deficiências que ocorrem nos postos de pesagem veicular do Brasil como existência de rotas de fuga, velocidade de pesagem muito lenta de 5 a 10 km/h que restringe o fluxo e não permite a pesagem adequada de todos os veículos, pátio pequeno ou inadequado para realização de remanejamento ou transbordo de carga, não controle de evasões devido a não proximidade de policiais ao posto, falta de efetivo de agentes públicos de fiscalização presentes no posto que pode implicar na liberação de veículo com excesso sem a autuação e cumprimento de medida administrativa de regularização do excesso de peso, grande custo operacional devido a diversos funcionários terceirizados, equipamentos e custo de manutenção do posto que são fornecidos por empresas terceirizadas.

Diante de todos esses problemas torna-se importante a análise e desenvolvimento de novas alternativas de pesagem no Brasil que reduzam os gastos operacionais, preservem melhor o pavimento, promovam a redução de acidentes e evitem a dano prematuro dos veículos causado pelo excesso de peso.

O Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes (DNIT), em conjunto com Laboratório de Transportes da Universidade Federal de Santa Catarina, apontou como uma possibilidade de pesagem em movimento através da velocidade com a tecnologia em múltiplos sensores o que depende de mudança da legislação do CTB (Código de Trânsito

Brasileiro), relaxação da tolerância e alteração da metodologia de aferição do equipamento pelo órgão competente. Existem, entretanto, outras possibilidades como aperfeiçoamento dos sistemas de pesagem com plataformas atuais que devem ser cogitadas como solução.

Atualmente, a maioria dos sistemas de pesagem em movimento operando no Brasil é baseada em plataformas de células de carga ou *bending plates* para autuação. A pesagem é realizada em duas fases: (a) na primeira, é utilizado um sistema seletivo para separar veículos que podem estar com sobrepeso. Normalmente, este sistema não tem precisão suficiente para multa e não é aferido por uma agência metrológica, por isso alguns veículos sobrecarregados podem ser liberados; (b) na segunda fase, os veículos selecionados são pesados a baixa velocidade em plataformas de células de carga ou com *bending plates*.

Devido às incertezas na calibração e no sistema mecânico, a velocidade do veículo é limitada de 5 ou 10 km/h. Portanto, é desejável uma pesagem precisa a velocidades mais elevadas, aumentando o número de veículos que são efetivamente pesados e que não prejudique o fluxo da via. Utilizando um sistema de pesagem eficaz e adequado, é possível reduzir os acidentes causados pelo excesso de peso (ver Figura 1.1), como o tombamento e acotovelamento. Além disso, o tráfego sem sobrepeso pode evitar a deficiência na capacidade de frenagem do veículo, reduzir os danos ao pavimento e aumentar a durabilidade dos veículos de carga.



Figura 1.1 – Acidentes com veículos de carga

Fonte: Jacob e Beaumelle (2010)

Em relação aos danos ao pavimento, Otto et al., 2016, concluem que se todos os veículos trafegarem carregados com 5% a mais de sobrepeso, a vida útil do pavimento é reduzida em 15%, com sobrecarga de 7,5% a vida útil da via é minimizada em 22%. Já com um aumento do peso de 10% e 20% de carga, a vida útil diminui em 28 e 50%,

respectivamente. Albano, 1998, afirma que este valor pode ser de até 70% quando a carga por eixo excede em 20% dos limites permitidos e que há uma diferença em torno de 33,1% com os gastos extras para a manutenção dos pavimentos quando não se faz controle de peso veicular.

Diversos fatores podem alterar a acurácia dos sistemas de pesagem em movimento: a dinâmica do veículo, a rugosidade da via, a altura do degrau entre a plataforma de pesagem e a dinâmica da plataforma de pesagem. O sistema de medição pode ser numericamente modelado para avaliar o grau de influência desses fatores na precisão do sistema. O problema principal na avaliação do peso baseando-se em parte do sinal medido de força na pesagem em movimento é que este sinal pode estar superposto às cargas devidas à dinâmica vertical do veículo. Jacob, 2011, afirma que há um aumento típico de 10% a 30% em valor RMS no valor do peso medido em movimento para pavimentos bons e até 50% para pavimentos mais irregulares.

1.2 Objetivos

Com o intuito de poder avaliar a pesagem em movimento de veículos e poder modelar os principais fenômenos que ocorrem, este trabalho objetiva um estudo e modelamento numérico destes fenômenos. Assim o objetivo principal é o de analisar e modelar o sistema de pesagem de plataformas comumente usadas no Brasil para verificar a influência individual dos fatores de rugosidade da via, tipo de veículo, altura do degrau pista-plataforma e da dinâmica da plataforma na acurácia do sistema.

1.2.1 Objetivos Específicos

Para atingir o objetivo deste trabalho, passos intermediários são necessários para o entendimento do problema a ser analisado, dentre eles, pode-se citar:

- Estudar as tecnologias de pesagem existentes, sua acurácia e seus custos;
- Analisar a importância da pesagem veicular como segurança veicular e redução de danos ao pavimento;
- Apresentar a legislação de pesagem brasileira e a normas de aferição de equipamento de pesagem;

Além disso, objetivos específicos são necessários serem definidos, listados a seguir:

- Realizar medições em um posto de pesagem veicular para verificar o tipo de sinal obtido e calibração do modelo desenvolvido;
- Implementar o modelamento de suspensões veiculares, suspensões mecânicas independentes e com barras de torção;
- Simular os perfis de rugosidade da pista e modelar o degrau entre a plataforma e a pista;
- Modelar a dinâmica de plataforma flexível e comparar com modelo de plataforma de pesagem rígida;
- Avaliar a influência da rugosidade da via, tipo de veículo, velocidade do veículo, e sistema de pesagem calculando o erro relativo do peso bruto total e do peso por eixo;
- Verificar os valores estatísticos dos erros de pesagem para diversas classes de rugosidade de pista, tipos de veículo, velocidades de pesagem, desnivelamento da plataforma (degrau entre pista e plataforma) e dinâmica da plataforma de pesagem.

1.3 Organização do Trabalho

No capítulo dois apresenta-se a revisão bibliográfica com uma síntese das tecnologias de pesagem veicular, a acurácia de custos dessas tecnologias, a legislação brasileira sobre pesagem e as normas de aferição nacionais e internacionais.

No terceiro capítulo é apresentada a fundamentação teórica da modelagem dos sistemas de pesagem e fatores importantes na modelagem. Além disso, é dada uma base teórica de carga móvel sobre viga, modelagem em elementos finitos, modelo numérico de viga de Euler-Bernoulli e análise dinâmica no tempo.

No capítulo quatro são mostradas as medições realizadas em um posto de pesagem veicular móvel em baixa velocidade com plataformas.

No capítulo cinco são descritos o modelo numérico do problema analisado com equações que os representam, figuras ilustrativas e condições consideradas.

No capítulo seis são apresentados os resultados obtidos com as simulações realizadas e sua discussão desses testes.

Por fim, no capítulo sete estão as conclusões do estudo e as sugestões para futuros trabalhos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentado um estudo das tecnologias de pesagem veicular, da acurácia e custos dessas tecnologias, da legislação brasileira sobre pesagem e as normas de aferição nacionais e internacionais.

2.1 Tecnologias de pesagem veicular

Pelo mundo existem diversas formas de aferir o peso e fiscalizar e autuar os veículos, as principais tecnologias de pesagem serão abordadas nessa seção. De acordo com Albano e Lindau, 2006, a maior parte das tecnologias modernas é desenvolvida para suprir as limitações das existentes no que se refere particularmente a custos, desempenho e flexibilidade.

Existe a pesagem estática em que os veículos com possibilidade de sobrepeso são desviados e pesados parados, esse tipo de fiscalização está em desuso. Além disso, existe a pesagem em baixa velocidade, sigla em inglês LS-WIM (*Low Speed Weigh-in-Motion*) em que o veículo é pesado em uma pista de desvio de fluxo normalmente até 20 km/h. E por último, tem-se a pesagem em alta velocidade, HS-WIM (*High Speed Weigh-in-Motion*) em que a pesagem é realizada geralmente na velocidade diretriz da via sem necessidade de pista secundária.

2.1.1 Plataformas com células de carga

O sistema de pesagem com células de carga possui duas balanças em linha que operam independentemente. Sensores ou barreiras físicas são instaladas fora das balanças de forma a garantir que não seja pesado nada que está fora das placas destinadas à pesagem. Esse sistema possui barras de torção dentro da estrutura do sistema WIM de forma a transmitir todas as forças para a célula de carga. Os sistemas WIM com célula de carga são duráveis e estão entre os mais acurados sistemas WIM. A plataforma é colocada transversalmente na pista. O laço indutivo é colocado antes da célula de carga com a finalidade de detectar veículos e alertar o sistema quanto à aproximação do veículo. Um segundo sensor é usado após a célula para determinar a distância entre eixos e a velocidade do veículo [DNIT, 2009]. Na Figura 2.1 mostra-se um exemplo do tipo de balança com células de carga.

Entretanto, no que se refere ao preço de aquisição e instalação, este sistema é o mais caro de todos. A instalação é totalmente feita dentro de uma estrutura de aço colocada no interior da espessura do pavimento.

De acordo com o documento de identificação dos equipamentos de pesagem [DNIT, 2009], o sistema WIM com célula de carga é o mais acurado sistema WIM disponível. Desse modo, pode ser utilizado tanto para coleta de dados de tráfego como para controle de excesso de peso. Como desvantagem, o sistema com célula de carga é o que necessita de maior investimento inicial e maior custo de manutenção. Além disso, o tempo de vida útil de um sistema de pesagem com célula de carga é de no máximo 5 anos.

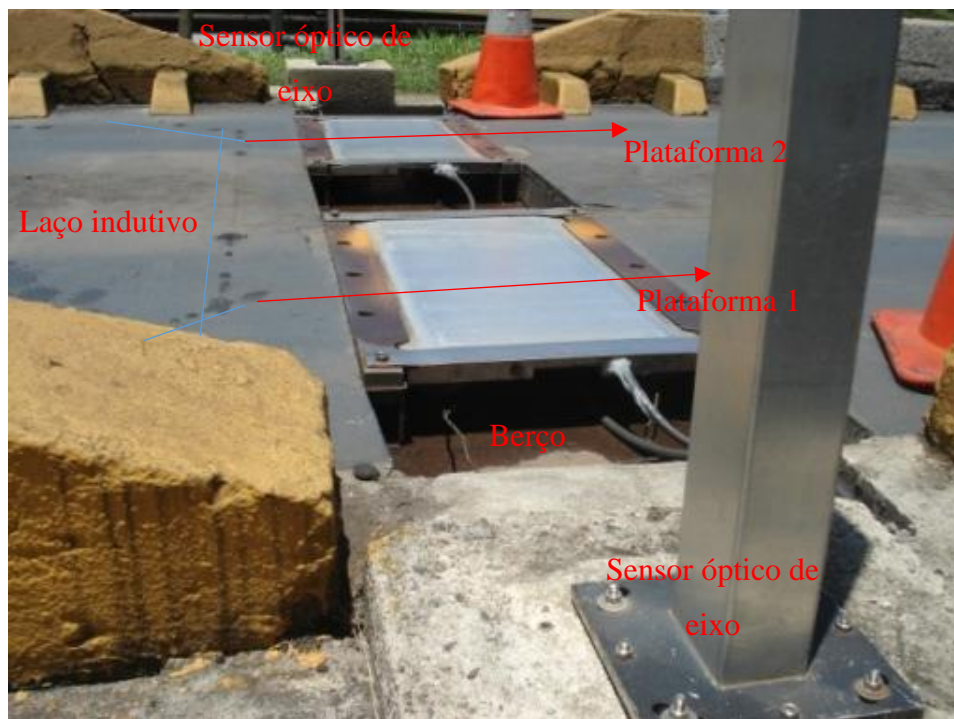


Figura 2.1 – Sistema de pesagem com células de carga.

Fonte: Adaptado de Faroulo (2015)

2.1.2 Placas à flexão (*Bending plates*)

Essa tecnologia utiliza plataformas (placa metálicas) e baseia-se na medição da deflexão. Essas placas metálicas conta com sensores *strain gages* na parte inferior de uma cava especial (berço) no pavimento feita para instalar o equipamento. Os eixos passam sobre as placas posicionadas transversalmente ao fluxo de veículos e o sistema mede a tensão sobre

a superfície da placa, calculando o peso necessário para produzir aquele nível de tensão elétrica obtida. [Albano e Lindau, 2006].

Os dispositivos *bending plates* podem ser também instalados em armações de aço colocadas sob o pavimento (Figura 2.2). Albano e Lindau, 2006, relatam que uma estrutura de aço separa a placa e o sensor da estrutura do pavimento, melhorando assim a precisão da pesagem em comparação aos sensores piezelétricos e ao tapete capacitivo (usado em pesagens móveis em alguns países).

DNIT, 2009, relata que os sistemas WIM do tipo *bending plate* necessitam de parâmetros de calibração. Os parâmetros de calibração são responsáveis por considerar fatores tais como velocidade do veículo, tipo de pavimento, dinâmica da suspensão dos veículos, parâmetros esses que influenciam as estimativas de peso estático. A acurácia desses sistemas pode ser expressa em função da velocidade de passagem do veículo por sobre as placas, assumindo que o sistema é instalado numa estrutura isolada do resto da rodovia e sujeito as condições normais de tráfego

A acurácia desses sistemas é maior do que a dos sistemas piezelétricos convencionais e seus custos são menores do que os dos sistemas com células de carga. Sistemas WIM *bending plate* não requerem substituição completa do sensor, mas somente uma substituição de alguns dos seus elementos constitutivos após 5 anos. Entretanto, não são tão precisos quanto os sistemas de célula de carga e são consideravelmente mais caros do que os sistemas piezelétricos [DNIT, 2009].



Figura 2.2 – Sistema de pesagem com *bending plates*.

Fonte: Albano e Lindau (2006).

2.1.3 Pesagem em pontes

A tecnologia de pesagem em movimento realizada em pontes, com sigla em inglês B-WIM (*Bridge Weigh-in-Motion*), consiste na medida das deflexões provocadas pela ação do tráfego em sensores do tipo *strain gages* instalados na longarina da estrutura (Figura 2.3). Uma série de países europeus está utilizando este sistema [Albano e Lindau, 2006].

Essa tecnologia possui vantagens, pois a fiscalização não é percebida pelos condutores dos veículos, o que evita que eles façam uma rota de fuga. Porém, apresenta maiores dificuldades dependendo do tipo da ponte e devido ao problema de múltipla presença de veículos, causando interferência na medição individual.

O relatório DNIT, 2009, apresenta como uma vantagem para a instalação desse sistema o fato de não ser preciso interferir ou bloquear o fluxo normal de veículos na rodovia. E como desvantagem, por exemplo, há a necessidade de encontrar condições favoráveis (facilidade para corte da pista, flexibilidade da via), no local onde o controle de peso deva ser realizado em uma ponte existente.



Figura 2.3 – Sistema de pesagem em pontes

Fonte: Jacob e Beaumelle (2010)

2.1.4 Pesagem com sensores piezelétricos

Sensores piezelétricos são constituídos por um sistema de chapas estreitas sobre toda a largura da faixa de rolamento. O princípio básico de funcionamento é simples: quando uma força mecânica é aplicada ao mecanismo piezelétrico, ele produz uma voltagem causada por cargas elétricas de polaridade opostas que surgem nas faces paralelas do material cristalino

piezelétrico. Por serem sensores baseados na variação do peso só podem ser utilizados quando os veículos passam em velocidades superiores a 16 km/h. Portanto, é contraindicado o uso destes sensores para baixas velocidades e locais com probabilidade de congestionamentos [Albano e Lindau, 2006].

O sensor piezelétrico é instalado transversalmente na pista e os laços indutivos são postos antes e depois do sensor piezelétrico. O laço colocado antes do sensor detecta veículos e alerta o sistema quanto à aproximação de veículo. O laço colocado depois do sensor fornece dados para determinar a velocidade do veículo e a distância entre eixos baseado no tempo que leva para o veículo atravessar a distância entre os laços [DNIT, 2009].

Sistemas piezelétricos de pesagem podem ter um ou mais sensores piezelétricos de diferentes materiais. Os *piezopolymer* é semelhante ao *piezoceramic sensors*. A principal diferença é que este último utiliza um polímero piezelétrico nas bordas cobrindo a chapa metálica plana. Os sensores do tipo *piezoquartz* é uma tecnologia de uso mais recente e difere das duas últimas basicamente pelo material piezelétrico (quartzo) utilizado na fabricação do sensor que é acomodado em um corte feito no pavimento, geralmente menor do que cinco centímetros de largura [Albano e Lindau, 2006].

Segundo o relatório do DNIT, os sistemas WIM piezelétricos podem ser usados em intervalos maiores de velocidade (16 a 112 km/hora) do que outros sistemas. Os sistemas piezelétricos podem ser utilizados para monitorar até quatro pistas. Sistemas piezelétricos de pesagem geralmente são menos acurados do que os sistemas com células de carga e os sistemas com *bending plate*. Esses sensores piezelétricos podem ser sensíveis à temperatura e a variações de velocidade. Usualmente, esses sensores devem ser substituídos a cada três anos [DNIT, 2009].

2.1.4.1 Pesagem com múltiplos sensores

A pesagem com múltiplos sensores em inglês MS-WIM (*Multiple-Sensor Weigh-in-Motion*) vem sendo bastante estudados na Europa, por exemplo, na França e Polônia e dentre os sensores utilizados estão os anteriormente citados diferentes tipos de sensores piezelétricos.

De acordo com DNIT, 2009, o grande problema de acurácia em sensores WIM tem relação com a utilização de somente um sensor. O MS-WIM refere-se basicamente, a capacidade que existe atualmente de, com mais de um ponto de coleta de dados montar uma arquitetura de sensores que, com adequado processamento/combinacão dos dados individuais,

resulte numa efetiva redução da influência dos erros extrínsecos aos sistemas WIM. Esses erros são principalmente devidos as oscilações do veículo e de seus eixos. Em suma, a maior parte dos erros são provocados por oscilações de caráter variado: desnível, forças de atrito na suspensão, rugosidade do pavimento, entre outros.

Dentre as vantagens da utilização de Sistema MS-WIM incluem-se a uma mudança de paradigma para seu uso, critérios de instalação e condicionantes tanto de pavimento quanto de tipo de veículo, quanto para a própria calibração, uma vez que o próprio sistema traça as bases de sua calibração. As curvas de calibração que são obtidas dependem da base de amostragem utilizada pelo sistema, o que é feito de forma automática e iterativa. Uma importante desvantagem do sistema MS-WIM é ainda a sua pouca utilização prática e a necessidade de ter-se que se ajustar e consolidar algoritmos eficazes para o processamento e tratamento dos dados e se adequar para diferentes condições de infraestrutura e operação de pavimentos [DNIT, 2009]. A Figura 2.4 indica um exemplo de pesagem com MS-WIM com a indicação dos diversos sensores (marcações) na via.



Figura 2.4 – Sistemas MS-WIM

Fonte: Jacob e Beaumelle (2010)

Outra desvantagem é a grande variação em função da temperatura, Gajda e Burnos, 2016, apresentam um estudo dos sensores de polímero e sensores de quartzo. Os resultados

apresentados mostram que, no caso dos sensores de carga Lineas fabricados pela Kistler, a sua sensibilidade à temperatura, após a instalação em pavimento, é de cerca de 7% dentro da faixa de temperatura -20°C a $+30^{\circ}\text{C}$. Os sistemas MS-WIM precisos destinados medição de peso devem ser calibrados e testados em uma ampla gama de mudanças de temperatura da mesma forma como são testados em uma ampla gama de velocidades de veículos pré-pesados. Além desse fator, a umidade também podem alterar os resultados com menor índice de influência.

2.1.5 Pesagem embarcada

A pesagem embarcada ou pesagem *onboard* está sendo incentivada principalmente na Austrália, ela apresenta muitos benefícios: é possível saber o peso em tempo real e facilita a fiscalização integrada e remota. A principal desvantagem é custo de instalação, pois devem ser instalados em todos os veículos. Além disso, há também a possibilidade de adulteração do equipamento se ele não tiver imunidade a fraudes.

Dyukov et al., 2016, informam que se busca na Austrália a precisão dos sistemas *onboard* e a sua capacidade de manter a precisão requerida de 2% com um intervalo de confiança de 95% para Peso Bruto Total. Entretanto, o impacto incluindo a frequência de oscilação, calibração, a identificação de defeitos e possíveis adulterações de afetar a precisão dessa tecnologia no ambiente operacional do mundo real.

Em suspensões mecânicas pode-se, por exemplo, instalar o sensor no eixo (Figura 2.5) e para suspensões pneumáticas pode-se obter o peso através da pressão do sistema utilizando um transdutor de pressão de ar que converte a pressão do ar em um sinal elétrico (Figura 2.6). A pressão é a relação entre força (peso) que atua sobre uma superfície e a área dessa superfície. Quando uma força externa (pressão) é aplicada a um objeto causa uma redução em seu volume, uma compressão, a qual altera o valor de saída do transdutor.



Figura 2.5 – Sensor de medição de peso diretamente da deformação do eixo.

Fonte: TCA (2009).

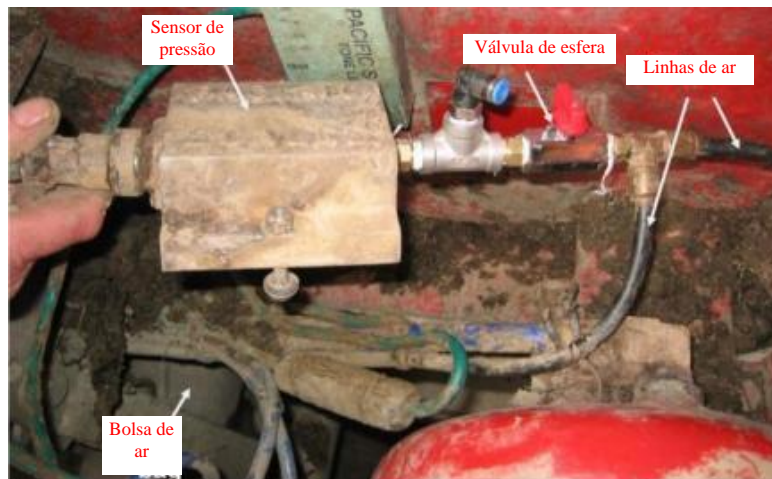


Figura 2.6 – Sistema de medição de peso em suspensão pneumática.

Fonte: TCA (2009).

2.1.6 Fibra óptica

Esses sistemas medem peso em movimento usando efeito fotoelástico. Este é empregado para criar um sinal periódico de luz quando o eixo do veículo passa pela balança. A carga do veículo, distribuída no eixo, é medida através da contagem dos períodos de tal sinal e o peso bruto total do veículo é calculado com a soma das medidas obtidas para cada eixo.

Os sistemas WIM mais usuais com fibra óptica são o sistema baseado no interferômetro de Michelson e o sistema WIM baseado em polarimetria com uso de fibra óptica. Com Interferômetro de Michelson, os experimentos mostram que o número de franjas de interferência e o período dessas franjas possuem padrões que podem ser usados para indicar a carga dinâmica. Assim, essa tecnologia se mostrou promissora para estimativas de cargas. O Sistema WIM baseado em polarimetria com uso de fibra óptica é baseado numa célula de fibra óptica birrefringente que tem um sistema com duas polarizações ortogonais em que cada polarização possui um índice de refração associado e distinto do outro, e, portanto, a velocidade da luz numa polarização é diferente da outra polarização. Ao ser aplicada uma força externa (peso) sobre o sensor, esse peso altera as características de polarização da luz propagante, fazendo com que as componentes em cada uma das polarizações ortogonais da fibra óptica tenham suas velocidades alteradas, levando a uma composição na saída diferente da luz original. Essa diferença é codificada e relacionada ao peso dinâmico aplicado e, mais tarde, por meio de uma calibração, fornece uma estimativa do peso estático [DNIT, 2009]. Para saber se os pneus de eixo estão entrando ou saindo da balança, pode-se empregar o esquema de canais óticos paralelos. A balança torna-se fina, leve, barata, estável às sobrecargas, e pode ser facilmente montada em superfície de rodovia (Figura 2.7) [Belitsky et al., 2016].

Uma das grandes vantagens dos sistemas WIM baseados em fibra ótica é que eles apresentam ótima resistência à interferência eletromagnética. Embora o custo ainda seja elevado, é esperado, o que já aconteceu com outras áreas de aplicação de fibras óticas, é que o seu custo caia na proporção do aumento do volume de produção. Sua aplicação é considerada promissora em situações que necessitam um número maior de sensores. Deve-se lembrar de que ainda não é uma tecnologia consolidada, sendo ainda necessárias extensivas aplicações em campo visando demonstrar sua durabilidade, confiabilidade e seu desempenho operacional [DNIT, 2009].



Figura 2.7 – Sensor de medição de peso por fibra óptica.

Fonte: Adaptada de Grakovski et al. (2013)

2.2 Acurácia e custos dos sistemas de pesagem

Os custos e a acurácia dos sistemas de pesagem tem grande importância para decisão de qual sistema utilizar. A Tabela 2.1 mostra a estimativa de acurácia dos diferentes sistemas para a medida de carga por grupo de eixos e na medida do peso bruto total.

Tabela 2.1- Acurácia das tecnologias de pesagem.

Tecnologia de Pesagem	Acurácia na medida de carga por grupo de eixos	Acurácia na medida do peso bruto total
Cabo piezelétrico	12%	10%
Sensor de Quartzo	10%	8%
<i>Bending plate</i>	3%	2%
Células de Carga	2%	1%

Fonte: DNIT (2009)

Os custos relativos das diferentes tecnologias são apresentados na Tabela 2.2, os custos são divididos em custo com equipamentos, com instalação e materiais e de interrupção do tráfego.

Tabela 2.2- Custos relativos das tecnologias de pesagem

Custo Inicial	Piezelétrico	<i>Bending plate</i>	Célula de Carga
Equipamentos	33%	66%	100%
Instalação e materiais	35%	65%	100%
Interrupção do tráfego	25%	50%	100%

*maior custo de referência -100%

Fonte: DNIT (2009)

É possível observar que o sistema com células de carga é o mais caro, porém mais preciso. O sensor piezelétrico, entre os três, é o menos preciso e mais barato, porém muitas vezes é necessária instalação de até 6, 8 ou mais tiras ao longo do pavimento para obter uma boa precisão. O *bending plate* possui valores de custos e acurácia intermediárias que podem ser uma boa alternativa na qual em altas velocidades em que duas ou três plataformas podem ser instaladas em sequência obtendo-se uma alternativa viável.

2.3 Legislação Brasileira

A legislação no mundo é muito diferente em formas de autuar e fiscalizar os veículos, inclusive em relação aos limites de peso adotados e os tipos de configurações de veículos permitidas para a circulação. Por exemplo, existe um acordo dos países do MERCOSUL que regulamenta o peso bruto total combinado máximo de 45 toneladas diferentemente da legislação interna do Brasil que é bem maior. A maior parte da Europa também possui limites baixos em relação a, por exemplo, Brasil e Austrália que permitem configurações do tipo bitrem (7 eixos) e rodotrem (9 eixos). Recentemente no Brasil foi alterado o limite máximo do peso bruto total combinado de 74 toneladas para 91 toneladas de veículos que possuam Autorização Especial de Trânsito [Resolução Contran nº 640, 2006].

O Código de Trânsito Brasileiro, 1997, apresenta em seu Anexo I as seguintes definições, dentre outras: “Peso Bruto Total (PBT) – peso máximo que o veículo transmite ao pavimento, constituído da soma da tara mais a lotação; Peso Bruto Total Combinado (PBTC) – peso máximo transmitido ao pavimento pela combinação de um caminhão-trator mais seu semirreboque ou do caminhão mais o seu reboque ou reboques; Lotação – carga útil máxima, incluindo condutor e passageiros, que o veículo transporta, expressa em quilogramas para os veículos de carga, ou número de pessoas, para os veículos de passageiros; Tara – peso próprio do veículo, acrescido dos pesos da carroçaria e equipamento, do combustível, das ferramentas e acessórios, da roda sobressalente, do extintor de incêndio e do fluido de arrefecimento,

expresso em quilogramas; Capacidade Máxima de Tração (CMT) – máximo peso que a unidade de tração é capaz de tracionar, indicado pelo fabricante, baseado em condições sobre as limitações de geração e multiplicação de momento de força e resistência dos elementos que compõem a transmissão”.

A descrição da infração, penalidade e medida administrativa para o excesso de peso está previsto no CTB art. 231 V, conforme segue:

“V - com excesso de peso, admitido percentual de tolerância quando aferido por equipamento, na forma a ser estabelecida pelo CONTRAN:

Infração - média;

Penalidade - multa acrescida a cada duzentos quilogramas ou fração de excesso de peso apurado, constante na seguinte tabela:

a) até seiscentos quilogramas - 5 (cinco) UFIR;

b) de seiscentos e um a oitocentos quilogramas - 10 (dez) UFIR;

c) de oitocentos e um a um mil quilogramas - 20 (vinte) UFIR;

d) de um mil e um a três mil quilogramas - 30 (trinta) UFIR;

e) de três mil e um a cinco mil quilogramas - 40 (quarenta) UFIR;

f) acima de cinco mil e um quilogramas - 50 (cinquenta) UFIR;

Medida administrativa - retenção do veículo e transbordo da carga excedente;”

No mesmo artigo, no inciso X e seu parágrafo único temos a descrição da infração, penalidade e medida administrativa para excesso na CMT:

“Inciso X - excedendo a capacidade máxima de tração:

Infração - de média a gravíssima, a depender da relação entre o excesso de peso apurado e a capacidade máxima de tração, a ser regulamentada pelo CONTRAN;

Penalidade - multa;

Medida Administrativa - retenção do veículo e transbordo de carga excedente.

Parágrafo único. Sem prejuízo das multas previstas nos incisos V e X, o veículo que transitar com excesso de peso ou excedendo à capacidade máxima de tração, não computado o percentual tolerado na forma do disposto na legislação, somente poderá continuar viagem após descarregar o que exceder, segundo critérios estabelecidos na referida legislação complementar”.

O artigo 257 apresenta detalhes sobre as penalidades e seu responsável (embarcador, transportador, ou solidária) conforme descrito a seguir:

“§4º O embarcador é responsável pela infração relativa ao transporte de carga com excesso de peso nos eixos ou no peso bruto total, quando simultaneamente for o único remetente da carga e o peso declarado na nota fiscal, fatura ou manifesto for inferior àquele aferido.

§ 5º O transportador é o responsável pela infração relativa ao transporte de carga com excesso de peso nos eixos ou quando a carga proveniente de mais de um embarcador ultrapassar o peso bruto total.

§ 6º O transportador e o embarcador são solidariamente responsáveis pela infração relativa ao excesso de peso bruto total, se o peso declarado na nota fiscal, fatura ou manifesto for superior ao limite legal.”

O art. 99 do CTB apresenta regras gerais sobre pesos e dimensões de veículos:

“Somente poderá transitar pelas vias terrestres o veículo cujo peso e dimensões atenderem aos limites estabelecidos pelo CONTRAN.

§ 1º O excesso de peso será aferido por equipamento de pesagem ou pela verificação de documento fiscal, na forma estabelecida pelo CONTRAN.

§ 2º Será tolerado um percentual sobre os limites de peso bruto total e peso bruto transmitido por eixo de veículos à superfície das vias, quando aferido por equipamento, na forma estabelecida pelo CONTRAN.

§ 3º Os equipamentos fixos ou móveis utilizados na pesagem de veículos serão aferidos de acordo com a metodologia e na periodicidade estabelecidas pelo CONTRAN, ouvido o órgão ou entidade de metrologia legal.”

A resolução Contran nº 210, 2006, do CONTRAN complementa o art. 99 do CTB e estabelece os limites de peso para veículos que transitem por vias terrestres:

“§2º – peso bruto por eixo isolado de dois pneumáticos: 6 t;

§3º – peso bruto por eixo isolado de quatro pneumáticos: 10 t;

§4º – peso bruto por conjunto de dois eixos direcionais, com distância entre eixos de no mínimo 1,20 metros, dotados de dois pneumáticos cada: 12 t;

§5º – peso bruto por conjunto de dois eixos em tandem, quando a distância entre os dois planos verticais, que contenham os centros das rodas, for superior a 1,20m e inferior ou igual a 2,40 m: 17 t;

§6º – peso bruto por conjunto de dois eixos não em tandem, quando à distância entre os dois planos verticais, que contenham os centros das rodas, for superior a 1,20m e inferior ou igual a 2,40 m: 15 t;

§7º – peso bruto por conjunto de três eixos em tandem, aplicável somente a semi-reboque, quando à distância entre os três planos verticais, que contenham os centros das rodas, for superior a 1,20 m e inferior ou igual a 2,40 m: 25,5t;

§8º – peso bruto por conjunto de dois eixos, sendo um dotado de quatro pneumáticos e outro de dois pneumáticos interligados por suspensão especial, quando a distância entre os dois planos verticais que contenham os centros das rodas for:

a) inferior ou igual a 1,20 m; 9 t;

b) superior a 1,20 m e inferior ou igual a 2,40 m: 13,5 t.

Art. 3º Os limites de peso bruto por eixo e por conjunto de eixos, estabelecidos no artigo anterior, só prevalecem se todos os pneumáticos, de um mesmo conjunto de eixos, forem da mesma rodagem e calçarem rodas do mesmo diâmetro.

Art. 4º Considerar-se-ão eixos em tandem dois ou mais eixos que constituam um conjunto integral de suspensão, podendo qualquer deles ser ou não motriz.

§1º Quando, em um conjunto de dois ou mais eixos, a distância entre os dois planos verticais paralelos, que contenham os centros das rodas for superior a 2,40m, cada eixo será considerado como se fosse distanciado.

§2º Em qualquer par de eixos ou conjunto de três eixos em tandem, com quatro pneumáticos em cada, com os respectivos limites legais de 17 t e 25,5 t, a diferença de peso bruto total entre os eixos mais próximos não deverá exceder a 1.700 kg”.

A resolução Contran nº 502, 2014, acrescenta à resolução Contran nº 210, 2006, limites diferenciados para ônibus rodoviários:

“Art. 1º Acrescentar o Art. 2-A na Resolução nº 210, de 13 de novembro de 2006, do CONTRAN com a seguinte redação:

Art. 2-A Os veículos de característica rodoviária para transporte coletivo de passageiros, fabricados a partir de 01 de janeiro de 2012, terão os seguintes limites máximos de peso bruto total (PBT) e peso bruto transmitido por eixo nas superfícies das vias públicas: I. Peso bruto por eixo: a) Eixo simples dotado de 2 (dois) pneumáticos = 7t;

b) Eixo simples dotado de 4 (quatro) pneumáticos = 11t;

c) Eixo duplo dotado de 6 (seis) pneumáticos = 14,5t;

d) Eixo duplo dotado de 8 (oito) pneumáticos = 18t;

e) Dois eixos direcionais, com distância entre eixos de no mínimo 1,20 m, dotados de 2 (dois) pneumáticos cada = 13t.

II. Peso bruto total (PBT) = somatório dos limites individuais dos eixos descritos no inciso I.

Parágrafo Único. Não se aplicam as disposições desse artigo aos veículos de característica urbana para transporte coletivo de passageiros”.

A Resolução Contran nº 211, 2006, apresenta os requisitos necessários à circulação de Combinações de Veículos de Carga (CVC), a que se referem os arts. 97, 99 e 314 do Código de Trânsito Brasileiro, o Art. 1 apresenta com é necessária e AET e o art. 2º os requisitos para ser obtida:

“Art. 1º As Combinações de Veículos de Carga - CVC, com mais de duas unidades, incluída a unidade tratora, com peso bruto total acima de 57 t ou com comprimento total acima de 19,80 m, só poderão circular portando Autorização Especial de Trânsito – AET.

Art. 2º A Autorização Especial de Trânsito - AET pode ser concedida pelo Órgão Executivo Rodoviário da União, dos Estados, dos Municípios ou do Distrito Federal, mediante atendimento aos seguintes requisitos:

I - para a CVC:

- a) Peso Bruto Total Combinado – PBTC igual ou inferior a 74 toneladas*
- b) Comprimento superior a 19,80 m e máximo de 30 metros, quando o PBTC for inferior ou igual a 57t.*
- c) Comprimento mínimo de 25 m e máximo de 30 metros, quando o PBTC for superior a 57t.”*

Além dos requisitos de pesos e dimensões, itens “a”, “b” e “c”, devem ser cumpridos outros requisitos de sinalização, acoplamento, compatibilidade de CMT entre outras, itens “d” até “i” do inciso I e ainda depende das condições de tráfego das vias públicas a serem utilizadas, inciso II. O artigo 5º determina que a AET tem validade de máxima de 1 ano para os percursos e horários previamente aprovados, e somente será fornecida após vistoria técnica da Combinação de Veículos de Carga - CVC, que será efetuada pelos órgãos competentes.

A Resolução nº 640, 2006, recentemente altera o limite de PBTC máximo para veículos com AET de 74 para 91 toneladas, confira a seguir:

“Art. 2º O item “a” do inciso I artigo 2º da Resolução CONTRAN nº 211, de 13 de novembro de 2006, passa a vigorar com a seguinte redação: “(...) a) Peso Bruto Total Combinado (PBTC) igual ou inferior a 91 toneladas; (...)”

Art. 3º Incluir os §§ 3º e 4º ao art. 4º da Resolução CONTRAN nº 211, de 13 de novembro de 2006: “(...) §3º Para concessão da Autorização Especial de Trânsito (AET) de veículos com Peso Bruto Total Combinado (PBTC) de 74 toneladas a 91 toneladas não se aplica o disposto no Art. 4º da Resolução CONTRAN nº 211, de 13 de novembro de 2006”.

No ANEXO I consta a Portaria nº 63/2009 do DENATRAN que homologa os veículos e as combinações de veículos de transporte de carga e de passageiros, constantes do anexo desta Portaria, com seus respectivos limites de comprimento, peso bruto total e peso bruto total combinado e peso por eixo ou grupo de eixo. Nela constam as classes de veículos permitidas e os pesos permitidos em função das distâncias entre eixos, número de pneus no eixo e número de eixos do veículo.

2.4 Normas de aferição

Mundialmente não existe uma norma padrão para aferição de equipamento de pesagem de veículos. Na Europa tem-se a COST323, existe também a norma americana ASTM E1318/2002 e a recomendação Internacional dada pela Norma Internacional OIML R134-1/2006.

Faruolo, 2015, comenta que a COST 323 é um documento elaborado através de uma integração de diversos países da Europa que tem como objetivo estabelecer um procedimento consistente para a elaboração de uma norma internacional para a utilização dos instrumentos de pesagem de veículos em movimento, inclusive quanto aos requisitos de instalação desses equipamentos. A norma europeia COST 323 [Jacob, B. et al., 2002] divide em classes de A até E de acordo com o grau de precisão do sistema de acordo com a Tabela 2.3.

Tabela 2.3- Tolerâncias COST 323

Critério (Tipo de medição)	Classe						
	% de erro dentro do intervalo de confiança*						
	A(5)	B+(7)	B(10)	C(15)	D+(20)	D(25)	E
PBT	5	7	10	15	20	25	>25
Grupo de eixos	7	10	13	18	23	28	>28
Eixo simples	8	11	15	20	25	30	>30
Eixo de um grupo	10	14	10	25	30	35	>35
Velocidade	2	3	4	6	8	10	>10
Distância entre eixos	2	3	4	6	8	10	>10
Fluxo Total	1	1	1	3	4	5	>5

*valores não utilizados em pesagem estática ou de baixa velocidade

Adaptado de COST323- Jacob, B. et al. (2002)

A Norma da ASTM (*American Society for Testing and Materials*), ASTM E1318, 2002, é a norma dos Estados Unidos da América em que o sistema é classificado em classes Tipo I, II, III ou IV, dependendo do uso pretendido e da acurácia obtida (ver Tabela 2.4). Essa norma também define níveis de planicidade da pista. Essa norma define parâmetros para sistemas de seleção que possuem maiores tolerâncias que os de pesagem para autuação.

Tabela 2.4- Tolerâncias ASTM E1308-02

Função	Tipo I	Tipo II	Tipo III	Tipo IV	
				Valor>[kg]*	±[kg]
Carga por roda	±25%		±20%	2300	100
Carga por eixo	±20%	±30%	±15%	5400	200
Carga por grupo de eixos	±15%	±20%	±10%	11300	500
Peso Bruto Total	±10%	±15%	±6%	27200	1100
Velocidade			±2 km/h		
Distância entre eixos			±0,15m		

*valores menores não usados para fiscalização

Adaptado de ASTM E1318 (2002)

A OIML R 134-1, 2006, é aplicada na regulamentação metrológica dos países membros da comunidade de metrologia legal, serve de base na aplicação em ensaios de verificação por agentes metrológicos dos instrumentos de pesagem de veículos em movimento. Contudo, a aplicação das classes é determinada pelos países de forma independente [Faruolo, 2015]. A Tabela 2.5 apresenta a correspondência entre as classes de eixos (de A até F, sendo a classe A a mais acurada e a classe F a menos acurada) e a classe de

massa do veículo (de 0,2 até 10, sendo a classe 0,2 a mais acurada e a classe 10 a menos acurada). A Tabela 2.6 mostra as tolerâncias para aferição recomendadas.

Tabela 2.5- Correspondência entre as classes de eixos e a classe de massa do veículo

Classes Carga de um eixo ou grupo de eixos	Classes para a massa do veículo					
	0,2	0,5	1	2	5	10
A	X	X				
B		X	X			
C		X	X	X		
D			X	X	X	
E				X	X	X
F						X

Adaptado de OIML R134 (2006)

Tabela 2.6- Tolerâncias OIML R134-06

Classe para massa do veículo	Percentual do valor convencional da massa do veículo	
	Verificação Inicial	Inspeção em serviço
0,2	±0,10%	±0,20%
0,5	±0,25%	±0,50%
1	±0,50%	±1,00%
2	±1,00%	±2,00%
5	±2,50%	±5,00%
10	±5,00%	±10,00%

Adaptado de OIML R134-1 (2006)

No Brasil, a forma metrológica de aferições de equipamentos de pesagem veicular em movimento em rodovias é dada pela Portaria 375, 2013, alterada pela portaria nº 47, 2006, e se baseia em parte na OIML R134-1, 2006.

A Lei 7.408, 1985, alterada pela lei nº 13.103, 2015, permite a tolerância na pesagem de carga em veículos de transporte. Somente poderá haver autuação, por ocasião da pesagem do veículo nas balanças rodoviárias, quando o veículo ultrapassar os limites de 5% (cinco por cento) sobre os limites de peso bruto total e/ou 10% (dez por cento) sobre os limites de peso bruto transmitido por eixo de veículos à superfície das vias públicas. Deve-se ressaltar que a tolerância deve ser aplicada somente para medições em equipamentos de pesagem, para fiscalização sobre a nota fiscal não há tolerância.

Então, as normas de aferição devem definir valores de tolerância mais rígidos que o

limite legal, tendo em vista que o equipamento é aferido em uma condição de manutenção recente ou novo, com uma quantidade limitada de passagens e somente algumas configurações de veículos de carga. No caso do Brasil, a norma de aferição é elaborada pelo INMETRO e aplica tolerâncias para o PBT de 2,5% do valor verdadeiro convencional da massa do veículo para aprovação de modelo, verificação inicial e verificação subsequente e de 3% na inspeção em serviço (ver Tabela 2.7). No caso da pesagem por eixo e conjunto de eixos, a percentagem é um pouco maior de 4% da média corrigida de carga para aprovação de modelo, verificação inicial e verificação subsequente e 5% na inspeção em serviço (ver Tabela 2.8).

Tabela 2.7- Tolerância na aferição em relação ao PBT.

Percentagem do valor verdadeiro convencional da massa do veículo	
Aprovação de Modelo, Verificação Inicial e Verificação Subsequente(±)	Inspeção em serviço(±)
2,5 %	3 %

Fonte: Portaria Inmetro nº 375 (2013), alterado pela portaria nº 47 (2016).

Tabela 2.8 -Tolerância na aferição em relação a carga por eixo ou conjunto de eixos.

Percentagem da média corrigida de carga por eixo e conjunto de eixos	
Aprovação de Modelo, Verificação Inicial e Verificação Subsequente (±)	Inspeção em serviço(±)
4 %	5 %

Fonte: Portaria Inmetro nº 375 (2013), alterado pela portaria nº 47 (2016).

Deve-se ressaltar que diferentemente de outras normas, como a ASTM E 1308/02, a norma brasileira não impõe nenhum critério de aferição e tolerâncias para equipamentos de pesagem seletivos (quando existem), podendo ocasionar a liberação de veículos com excesso de peso e a pesagem desnecessária por vezes até de veículo quase vazios. Além disso, a norma brasileira não especifica limite para o nivelamento dos sensores, sendo que uma variação na altura da plataforma de pesagem, por exemplo, afeta diretamente o valor lido pelo equipamento.

Para este trabalho será modelado e investigado o sistema comumente empregado no Brasil de plataformas do tipo *bending plate* devido à possibilidade de realizar medições experimentais para verificar a adequação do modelamento numérico.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo é apresentada a fundamentação teórica da modelagem dos sistemas de pesagem e fatores importantes na avaliação do peso em movimento. Além disso, é fornecida uma base teórica de carga móvel sobre, método em elementos finitos, equação do movimento de elementos finitos de viga de Euler-Bernoulli e análise dinâmica no tempo.

3.1 Modelagem de sistemas de pesagem

Um sistema de pesagem em movimento utiliza sensores montados sobre, dentro ou sob (caso de pontes) o pavimento, para medir a força de impacto aplicada pelo pneu ao pavimento, e, a partir do valor do impacto, estimar o peso do veículo e dos eixos (DNIT, 2009).

Na medição do peso do veículo, o valor varia em torno de um valor médio normalmente maior que o peso real estático que se deseja descobrir (Figura 3.1). Essas variações podem ser devido à dinâmica do veículo (suspensão, eixos, etc.), ao pavimento referente à planicidade e à rugosidade da pista que o veículo trafega, devido ao nivelamento de instalação do equipamento com a pista, devido a erros do equipamento de pesagem: dinâmica do equipamento, erro de leitura do sensor, ruídos, etc.

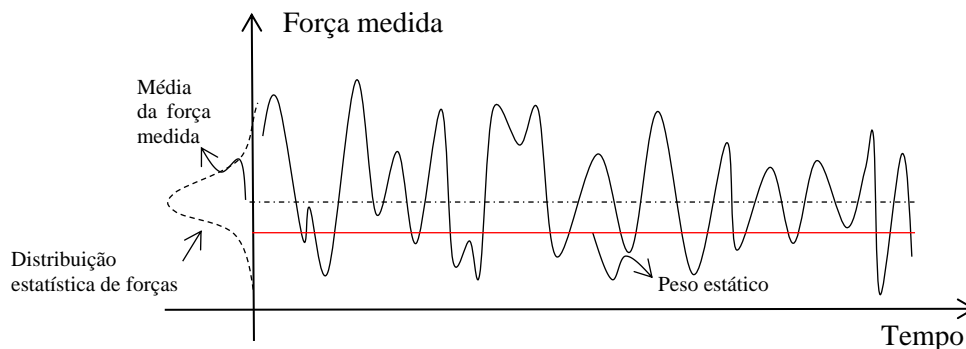


Figura 3.1 – Flutuação das leituras de pesagem de veículos em movimento.

A Figura 3.2 mostra um modelo de um quarto de veículo e a interação dele com a pista, m_1 representa a massa da carroceria e m_2 a massa das suspensões. A força resultante, em cada instante, é uma combinação das ações dinâmicas verticais e horizontais da roda sobre a pista decorrentes da vibração vertical do veículo e das forças de reação para acelerações e

frenagens assim como mudanças de trajetórias (curvas), isso gera dificuldades na medição de peso em movimento.

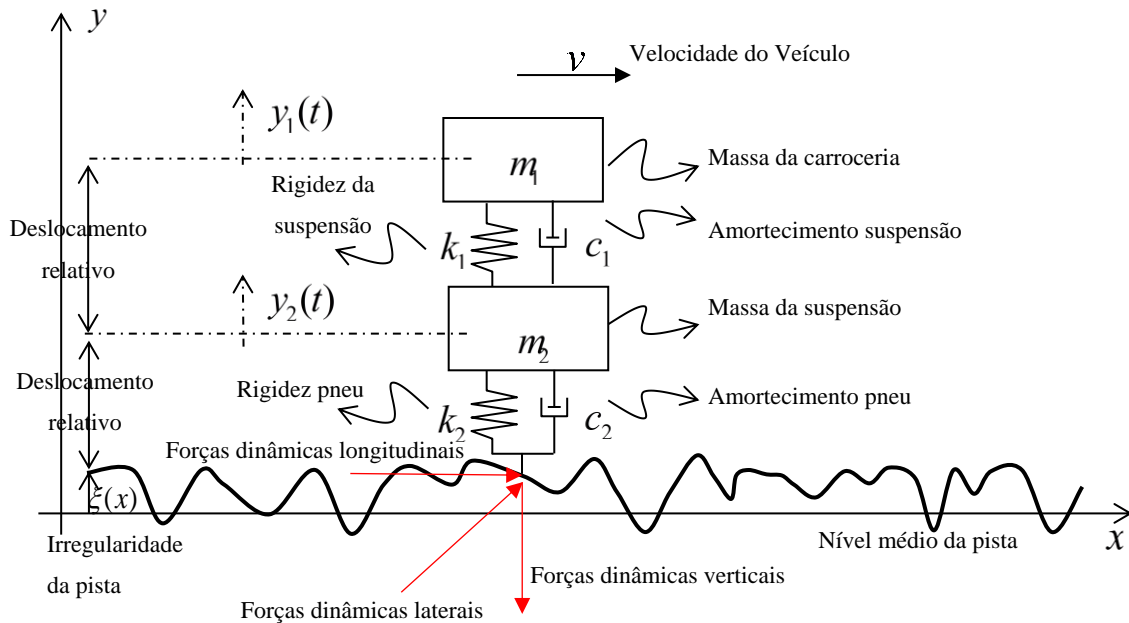


Figura 3.2 – Modelo de um quarto de veículo com 2GDL com velocidade variável considerando a rugosidade da pista.

Fonte: Adaptada de Gomes (2009)

Idealizando o sistema com velocidade constante, supondo apenas o movimento vertical, através da interação entre o veículo e a via, a Equação 3.1 descreve o valor força F_R de reação da via (força efetivamente medida por um sistema de pesagem) no sistema é definida como:

$$F_R = \text{Peso} - k_2(y_2 - \xi) - c_2(\dot{y}_2 - \dot{\xi}) = (m_1 + m_2)g - k_2(y_2 - \xi) - c_2(\dot{y}_2 - \dot{\xi}) \quad (3.1)$$

O peso medido em movimento é extremamente dependente do perfil da pista e da dinâmica veicular e é influenciado pelos fatores deslocamento, velocidade relativa entre as massas 1 e 2, e no final também pela aceleração da massa 1 e da massa 2. Isto é verdade mesmo em condições extremamente idealizadas, onde não são consideradas frenagens e acelerações longitudinais ou laterais, nem outras forças como, por exemplo, o momento a que está submetida cada roda, em função de estar ligada as outras, por meio de eixo e chassi

[DNIT, 2009]. Para uma representação mais realista existem modelos mais completos que consideram também os movimentos de arfagem e rolagem do veículo como os modelos de Drehmer, 2012 e de Sekulic' et al., 2013.

3.1.1 Dinâmica veicular

Para modelagem veicular pode-se utilizar modelos de um quarto de veículo, de meio veículo ou modelo tridimensional (3D), mais completo. A norma ABNT NBR ISO 4130, 2007, apresenta definições e sistemas de coordenadas 3D de eixos com origem no Centro de Gravidade (CG) do veículo com o eixo z vertical para cima em relação ao veículo, eixo x longitudinal para frente do veículo e eixo y transversal com sentido positivo para o lado esquerdo do veículo.

O tipo de suspensão afeta a pesagem em movimento, os tipos principais de suspensão empregadas em veículos são pneumáticas e mecânicas. No caso de suspensões mecânicas, temos as do tipo independentes (muito utilizada em veículos de passeio, veículos de carga de pequeno porte e *vans*) e suspensão dependente com barras de torção (utilizada em ônibus e veículos de carga de médio e grande porte). Na modelagem 3D de suspensões mecânicas, a dinâmica veicular pode ser representada com os movimentos de arfagem (*pitch*), rolagem (*roll*) e deslocamentos verticais da massa do chassi do veículo em função das massas não suspensas (rodas) e massa suspensa (da carroceria) e elementos de amortecimento e rigidez equivalente dos pneus e dos elementos de suspensão (amortecedor e molas da suspensão).

De acordo com DNIT, 2009, o erro devido aos movimentos oscilatórios do veículo (e de suas partes) são os erros que impactam sistemas de pesagem em movimento. Existem dois tipos básicos e predominantes de movimentos oscilatórios: o movimento oscilatório do chassi do veículo, com frequência natural de oscilação entre 1 e 3 Hz, e que depende do tipo de carga e da sua distribuição ao longo do veículo; e o movimento oscilatório do(s) eixo(s) do veículo, com frequências de oscilação em torno de 10 Hz.

O problema na medição de pesagem é que o sistema captura somente parte do sinal, não capturando uma onda completa. Uma plataforma, por exemplo, mede em torno de 50 cm de comprimento, caso seja muito maior, mediria mais de um eixo ao mesmo tempo tornando mais complexa a determinação dos valores individuais, caso de sistemas B-WIM. Para captar pelo menos um ciclo completo de frequências da ordem de 1 Hz (mais baixa), para uma

velocidade de 10 km/h seria necessário 2,78 m de extensão, para 20 km/h de 5,56 m, para 40 km/h de 11,12 m e para 80 km/h de 22,23m.

3.1.2 Nivelamento dos sensores

Normalmente existe desnivelamento do equipamento de medição, por exemplo, na plataforma de pesagem pode ter um degrau em relação ao nível da pista. Isso tem extrema importância na medição, podendo reduzir ou aumentar o valor de peso lido. Normalmente devido ao grande fluxo de veículos e a falta de manutenção do sistema pode ocasionar variações nas medições ao longo de tempo devido às forças de impacto da entrada e saída da plataforma.

Segundo DNIT, 2009, a falta de nivelamento na instalação dos sensores (ou mesmo o desnivelamento posterior ocasionado pelos desgastes do pavimento e sensores) resulta em erros que tem como fonte a própria suspensão dos veículos que poder ser excitada devido ao impacto. Esse problema de nivelamento magnificam ou induzem a erros devidos à suspensão e, como tal, devem ser evitados. Se não for possível, as medidas que auxiliam os sistemas no tocante aos erros devido a suspensão devem ser levadas em consideração.

3.1.3 Rugosidade e planicidade da pista

A rugosidade e a falta de planicidade no pavimento antes, entre e mesmo depois dos sensores induzem a oscilações nos eixos e no chassi do veículo. São, portanto, causadoras, em última análise, das oscilações que, essas sim, deterioram a acurácia das medidas. Para tratar desse problema existem normas que definem as especificações dos pavimentos, mas, de forma geral, fica-se refém de uma estrutura muito rígida de pavimento e que, de forma geral, impacta no uso mais abrangente de sistemas de pesagem em movimento [DNIT, 2009]. Jacob, 2011, informa que ocorre um aumento típico de 10% a 30% em valor RMS do valor do peso medido em movimento para pavimento de condições boas e até 50% para pistas mais irregulares.

A rugosidade da pista de rolamento pode ser modelada utilizando as recomendações definidas pela norma ISO 8608, 1995, que define classes de rugosidade internacionais de pavimentos baseado na Densidade Espectral de Potência (PSD). Os históricos de tempo para as trilhas de pista para as rodas do veículo podem ser simuladas e usadas como parâmetros de entrada para o modelo de veículo. Para simular os perfis da via de acordo com a norma

utiliza-se normalmente um somatório de ondas harmônicas com ângulo de fase randômico que gera um perfil aleatório com a PSD característica de cada pavimento.

3.1.4 Outros fatores relevantes

Existem outros fatores que afetam a pesagem como a dinâmica do equipamento, erro de não linearidade dos sensores, ruídos etc. e o respectivo processamento dos sinais como filtragem de frequências indesejadas, tipo de calibração e interpretação dos sinais lidos.

Em relação a interpretação dos sinais, Ono et al., 2001, elaboram um método diferenciado para ler os sinais elétricos da medição de peso veicular em movimento com plataformas (Figura 3.3) considerando a vibração do veículo. Ele usou a média de valores lidos, não somente pico dos valores adquiridos pelo sensor da medição realizando comparação entre os métodos de interpretação dos sinais captados do transdutor (Figura 3.4). Existem outros métodos avançados de reconstrução de sinais utilizados em MS-WIM, B-WIM etc. Redes neurais artificiais, filtros de Kalman, filtros *Butterworth* e filtros adaptativos (Meller *et al.*, 2014) são exemplos desses métodos.

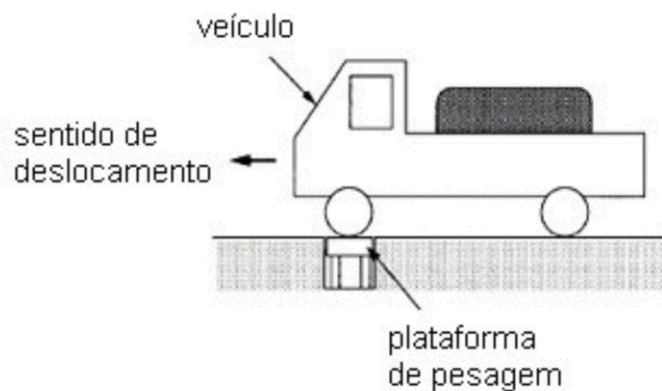


Figura 3.3 – Pesagem em plataforma de pesagem

Fonte: Adaptada de Ono et al. (2001)

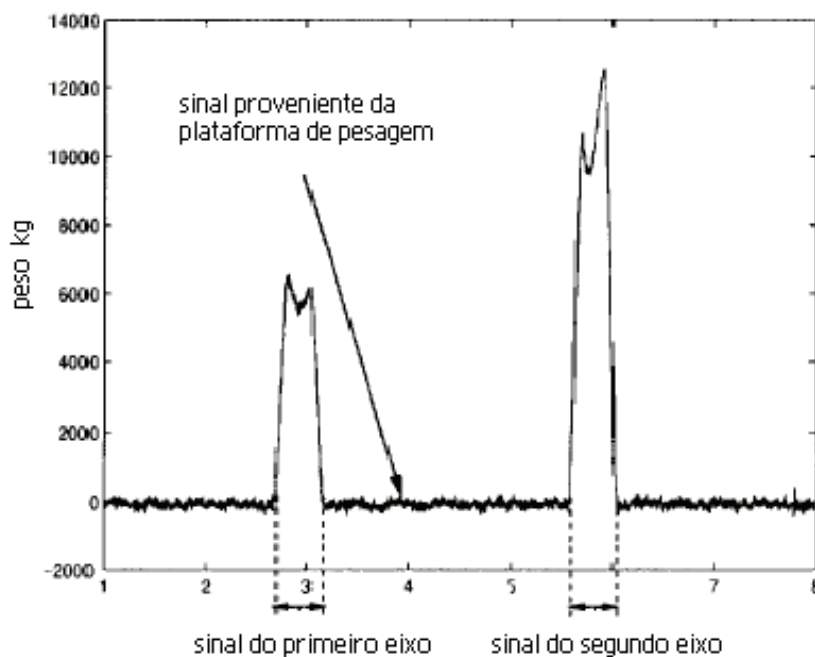


Figura 3.4 – Sinal medidos de uma plataforma de pesagem

Adaptada de Ono et al. (2001)

Para modelagem de sistema de pesagem por plataforma ou de pesagem em pontes (B-WIM), pode-se utilizar a modelagem de carga móvel sobre vigas [Yang et al, 2004] com implementação em elementos finitos que facilita a obtenção dos deslocamentos, velocidades e acelerações e outros parâmetros derivados destes no domínio de interesse.

3.2 Modelamento analítico de viga simplesmente apoiada sujeita uma carga móvel

Yang et al., 2004, apresenta a solução analítica para o caso de uma viga simplesmente apoiada sujeita à uma carga móvel modelada por uma força de carga concentrada p e velocidade v . Este modelo é apresentado na Figura 3.5. As seguintes hipóteses são adotadas neste estudo: (a) a barra é homogênea e de seção transversal constante, onde é satisfeita a hipótese de Euler Bernoulli-Euler de que as seções planas permanecem planas após a deformação ocorrer; (b) apenas uma única força em movimento é permitida atravessar a viga de cada vez; (c) inicialmente apenas a força aplicada é considerada, enquanto o efeito de inércia daquilo que causa a força é negligenciado, assumido ser pequeno em comparação com a da viga; (d) a carga se move a uma velocidade constante v , (e) o amortecimento da viga é do

tipo de Rayleigh, (f) a viga está inicialmente em repouso antes que o carga se mova e (g) nenhuma consideração é feita, inicialmente, sobre a rugosidade da superfície da viga.

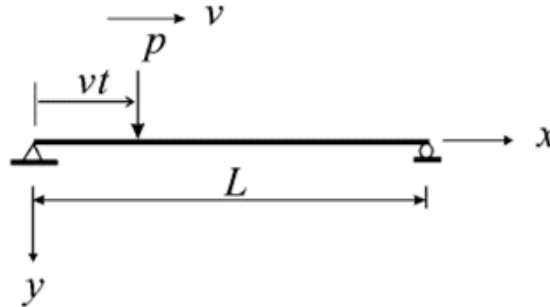


Figura 3.5 – Viga simplesmente apoiada percorrida por uma carga concentrada p com velocidade v .

Fonte: Adaptado de Yang et al. (2004)

Como mostrado na Figura 3.5, uma viga simples é submetida a uma carga de magnitude p que avança a uma velocidade v . Aqui, $u(x,t)$ denota a deflexão da viga ao longo do eixo y na posição x e tempo t , L é o comprimento da viga, m é a massa por unidade de comprimento, c_e é o coeficiente de amortecimento externo, c_i é o coeficiente de amortecimento interno, E o módulo de elasticidade e I o momento de inércia da viga. Com base nas premissas acima mencionadas, a equação de movimento da viga pode ser escrita como:

$$m\ddot{u} + c_e\dot{u} + c_i I \dot{u}'''' + EIu'''' = p\delta(x - vt) \quad (3.2)$$

onde as linhas significam derivadas com respeito ao espaço x e os pontos significam derivadas com respeito ao tempo, t é o tempo e δ significa a função delta de Dirac. Para uma viga com condições de contorno simplesmente apoiada, vale:

$$u(0,t) = 0, \quad u(L,t) = 0, \quad EIu''(0,t) = 0, \quad EIu''(L,t) = 0 \quad (3.3)$$

E para as condições iniciais de deslocamento e velocidades iniciais em qualquer ponto, nulos, supondo a viga em repouso quando da chegada da carga móvel:

$$u(x,0) = 0, \quad \dot{u}(x,0) = 0 \quad (3.4)$$

Seja ϕ_n o n -ésimo modo de vibração da viga que satisfaz as condições de contorno. A deflexão da viga $u(x,t)$ devido a apenas o n -ésimo modo de vibração é:

$$u(x,t) = \phi_n(x)q_n(t) \quad (3.5)$$

onde $q_n(t)$ é a coordenada generalizada, correspondente ao n -ésimo modo. Substituindo a equação (3.5) na equação de equilíbrio, multiplicando ambos os lados da equação por ϕ_n e integrando com respeito à x sobre o comprimento L , obtém-se:

$$m\ddot{q}_n(t) \int_0^L [\phi_n(x)]^2 dx + \dot{q}_n(t) c_e \int_0^L [\phi_n(x)]^2 dx + c_i I \int_0^L \phi_n'''(x)\phi_n(x) dx + EIq_n(t) \int_0^L \phi_n'''(x)\phi_n(x) dx = p\phi_n(vt) \quad (3.6)$$

onde deve-se lembrar que

$$\int_0^L \delta(x-a)\phi_n(x) dx = \phi_n(a) \quad (3.7)$$

Chamando a frequência natural de vibração ω_n do n -ésimo modo de vibração como:

$$\omega_n^2 = \frac{EI \int_0^L \phi_n'''(x)\phi_n(x) dx}{m \int_0^L [\phi_n(x)]^2 dx} \quad (3.8)$$

e também chamando de $c_e = \alpha_e m$, e $c_i = \alpha_i$ e definindo o coeficiente de amortecimento do n -ésimo modo de vibração como:

$$\xi_n = \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha_e}{\omega_n} + \alpha_i \omega_n \right) \quad (3.9)$$

Conseqüentemente a equação se reduz a:

$$\ddot{q}_n(t) + 2\xi_n \omega_n \dot{q}_n(t) + \omega_n^2 q_n(t) = \frac{p\phi_n(vt)}{\int_0^L m[\phi_n(x)]^2 dx} \quad (3.10)$$

Esta é exatamente a equação de movimento para o n -ésimo modo de vibração, em termos da coordenada generalizada q_n que só é válida quando a posição de atuação $x=vt$ da carga em movimento, situa-se dentro do intervalo da viga, ou seja, $0 \leq vt \leq L$. Uma vez que a carga em movimento deixa a viga, apenas a oscilação livre permanece. Para uma viga simplesmente apoiada, a n -ésima forma modal da vibração é:

$$\phi_n(x) = \sin\left(\frac{n\pi x}{L}\right) \quad (3.11)$$

onde a frequência de vibração obtida da equação do movimento é:

$$\omega_n^2 = \frac{n^2 \pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (3.12)$$

Substituindo a Equação 3.11 na equação do movimento resulta na equação do movimento do n -ésimo modo de vibração da viga simplesmente apoiada:

$$\ddot{q}_n(t) + 2\xi_n \omega_n \dot{q}_n(t) + \omega_n^2 q_n(t) = \frac{2p}{mL} \sin\left(\frac{n\pi vt}{L}\right) \quad (3.13)$$

A qual está desacoplada dos outros modos de vibração. Desta equação, a coordenada generalizada q_n pode ser resolvida, para se obter:

$$q_n(t) = \frac{2pL^3 / (EI n^4 \pi^4)}{(1 - S_n^2)^2 + 4(\xi_n S_n)^2} \times \left\{ (1 - S_n^2) \sin(\Omega_n t) - 2\xi_n S_n \cos(\Omega_n t) + e^{-\xi_n \omega_n t} \left[2\xi_n S_n \cos(\omega_{dn} t) + \frac{S_n}{\sqrt{1 - \xi_n^2}} (2\xi_n^2 + S_n^2 - 1) \sin(\omega_{dn} t) \right] \right\} \quad (3.14)$$

onde ω_{dn} significa a frequência amortecida de vibração da viga.

$$\omega_{dn} = \omega_n \sqrt{1 - \xi_n^2} \quad (3.15)$$

Ω_n significa a frequência de excitação devido à carga móvel:

$$\Omega_n = \frac{n\pi v}{L} \quad (3.16)$$

e S_n é o parâmetro não dimensional de velocidade definido como a razão entre a frequência de excitação da carga móvel e da n -ésima frequência de vibração da viga, ou seja,

$$S_n = \frac{\Omega_n}{\omega_n} = \frac{n\pi v}{\omega_n L} \quad (3.17)$$

Consequentemente, o deslocamento total $u(x,t)$ da viga causado por todos os modos de vibração pode ser resumido como segue:

$$u(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2pL^3 / (EI n^4 \pi^4)}{(1 - S_n^2)^2 + 4(\xi_n S_n)^2} \times \left\{ (1 - S_n^2) \sin(\Omega_n t) - 2\xi_n S_n \cos(\Omega_n t) + e^{-\xi_n \omega_n t} \left[2\xi_n S_n \cos(\omega_{dn} t) + \frac{S_n}{\sqrt{1 - \xi_n^2}} (2\xi_n^2 + S_n^2 - 1) \right] \right\} \times \sin(\omega_{dn} t) \quad (3.18)$$

Este é exatamente o deslocamento da viga causado por uma única carga em movimento, considerando o efeito do amortecimento. Na Equação 3.18 os termos com $\Omega_n t$ representam a vibração forçada da viga induzida pela carga em movimento e os termos com ω_{dn} são os correspondentes de vibração livre, que eventualmente irá ser amortecida e desaparecerá. Novamente, esta equação se aplica apenas quando a posição da atuação da carga, vt , está localizada dentro da dimensão da viga. Para uma ampla classe de problemas de carga móveis encontradas na prática, o efeito do amortecimento na viga é tão pequeno, devido o curto tempo de atuação das cargas, que pode ser ignorado completamente. Isto é especialmente verdade, se o que se está interessado seja apenas a resposta da viga para os primeiros ciclos de vibração. Assim, negligenciando o efeito de amortecimento, o deslocamento total $u(x,t)$ da viga dada na Equação 3.18 se reduz a:

$$u(x,t) = \frac{2pL^3}{EI\pi^4} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^4} \sin\left(\frac{n\pi x}{L}\right) \left(\frac{\sin(\Omega_n t) - S_n \sin(\omega_{dn} t)}{1 - S_n^2} \right) \quad (3.19)$$

Este é exatamente o deslocamento da viga causado por uma única carga em movimento tendo desprezando o efeito do amortecimento. Correspondentemente, para o momento fletor causado pela carga móvel na viga, fica definido como $M(x,t) = -EIu''(x,t)$

$$M(x,t) = \frac{2pL}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \sin\left(\frac{n\pi x}{L}\right) \left(\frac{\sin(\Omega_n t) - S_n \sin(\omega_{dn} t)}{1 - S_n^2} \right) \quad (3.20)$$

E a força cortante, definida como $V(x,t) = EIu'''(x,t)$, fica expressa como:

$$V(x,t) = \frac{2p}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} \cos\left(\frac{n\pi x}{L}\right) \left(\frac{\sin(\Omega_n t) - S_n \sin(\omega_{dn} t)}{1 - S_n^2} \right) \quad (3.21)$$

A dinâmica da plataforma pode ser modelada de acordo com o equacionamento apresentado (com ou sem amortecimento), entretanto o modelamento torna-se muito complexo analiticamente para casos de geometrias de plataformas quaisquer. Além do mais todo o desenvolvimento é para cargas pontuais percorrendo a viga. Para simplificação na resolução do equacionamento para as diversas regiões da plataforma de pesagem utiliza-se a modelagem em elementos finitos e a integração por meio de métodos numéricos como, por exemplo, o método implícito de Newmark. Isto torna o tratamento do problema mais genérico

e mais fácil de aperfeiçoar a implementação como simulação da pressão do pneu, seções transversais diferentes ao longo do comprimento, acoplamento com dinâmica do veículo, etc.

3.3 Modelagem em elementos finitos

O método dos elementos finitos é uma ferramenta computacional desenvolvida por volta da década de 50 e é muito utilizada em vários ramos da engenharia com aplicações de análise não somente de estruturas mecânicas, civis, mas de análises de fluidos, gases, etc. Atualmente existem diversos *softwares* comerciais à disposição do engenheiro para que possa utilizar esta ferramenta de uma maneira mais prática. A importância do método advém da possibilidade de analisar estruturas de mais diversas formas e geometrias, o que numa abordagem por solução analítica seria possível em apenas alguns casos específicos e bem definidos, o que não é comum na prática

Este método parte da aproximação das equações diferenciais correspondentes a um domínio, em problemas menores correspondentes a subdomínios do problema geral. Isto é possível a partir da discretização por campos de variáveis em elementos (regiões) e a hipóteses de continuidade e forma de variação deste campo dentro dos elementos (funções de forma). Especificamente no caso de problemas relacionados à mecânica dos sólidos, em geral, o campo de deslocamentos é o campo utilizado para ser aproximado por funções de interpolação chamadas de funções de forma. Estas funções visam atender a condições de diferenciabilidade e continuidade requeridas pelas equações diferenciais de equilíbrio da análise em questão. A partir de uma formulação variacional montada em função da energia potencial é possível chegar às respectivas matrizes de rigidez do problema estrutural em casos simples, e que para casos mais complexos pode ser obtido pela integração numérica.

O método em elementos finitos é uma ferramenta desenvolvida com o objetivo de aproximar as soluções das complexas equações diferenciais que descrevem os fenômenos físicos [Antunes, 2015]. A vantagem dessa técnica, frente a teorias puramente analíticas, consiste em tornar possível a aplicação e solução dessas equações diferenciais, considerando as diferentes complexidades. A base dessa metodologia está no método de discretizar espacialmente as geometrias em elementos mais simples, que podem ser mapeados e transcritos para um domínio regular, onde as equações podem ser mais facilmente integradas em elementos isoparamétricos de limites fixos.

A formulação e dedução das equações para os mais diversos tipos de elementos são encontradas em uma literatura vasta [Bathe, 2014; Reddy, 2006; Ferreira, 2009; Kwon e Bang, 2000; Assan, 2003] e que não será foco deste trabalho.

Para assegurar a acurácia dos resultados obtidos por elementos finitos, uma análise de convergência deve sempre ser feita aumentando-se o número de elementos (aumentando-se a discretização) até que os resultados finais desejados não se modifiquem com o aumento do refinamento dos subdomínios (malha).

A escolha do tipo de elemento e das funções de interpolação utilizadas deve se apoiar sobre o tipo de equação diferencial que se está resolvendo. No caso de elementos de vigas é comum utilizarem-se elementos com funções de forma do tipo polinômios de Hermite e ordem 3, pois estas são funções que permitem a continuidade dos deslocamentos assim como das rotações entre dois elementos contínuos.

Para a pesagem em movimento em pontes, o modelamento em elementos finitos encontrado na literatura vai desde elementos finitos de vigas a elementos tridimensionais que descrevem a geometria da ponte. No caso de plataformas de pesagem (*bending plate*) especificamente, o modelamento também varia de elementos finitos simples de vigas a modelos mais complexos em placas ou cascas que descrevem melhor a geometria do tipo de célula de carga.

Neste trabalho, foi utilizado um modelo de viga de Euler-Bernoulli para representar o comportamento da plataforma de força. A discretização de cada plataforma (da trilha da esquerda e da trilha da direita) foi feita de forma a que se assegurasse a convergência do modelo de elementos finitos (independência da malha).

3.3.1 Equação do movimento de elementos finitos de viga de Euler-Bernoulli

A plataforma de pesagem neste trabalho é modelada como uma viga simples de Euler-Bernoulli simplesmente apoiada, uma configuração semelhante à encontrada na plataforma em campo onde a plataforma é apoiada no berço da via no local de pesagem. Este tipo de elemento finito possui funções de forma do tipo linear para o campo de deslocamentos e é adequado para modelamento de vigas que sejam pouco espessas já que o modelo de Euler não considera deformações por corte. A plataforma de pesagem possui espessura que é muito menor que as outras duas dimensões: largura e comprimento. O tipo de elemento neste caso utilizado é o de pórticos espaciais com 12 graus de liberdade por elemento correspondentes

aos deslocamentos axiais, longitudinais e transversais e as respectivas rotações, em torno do eixo x local (torção), eixo z local (flexão) e eixo y local (flexão lateral) em cada nó. O objetivo é um modelamento mais genérico possível para outras configurações de plataformas para aplicações futuras. A Figura 3.6 representa os graus de liberdade e os respectivos esforços correspondentes a cada grau de liberdade (força axial, força cisalhante na direção y e na direção z , momento em torno de x , momento fletor em torno de z e momento fletor em torno de y).

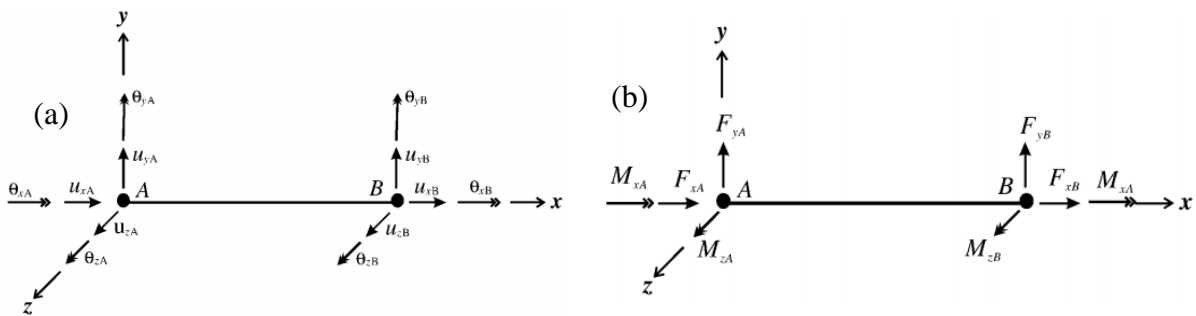


Figura 3.6 - Elemento de viga tridimensional: (a) graus de liberdade correspondentes e (b) forças nodais.

Fonte: Adaptado de Yang, et al. (2004).

O vetor de deslocamentos a nível do sistema local de referência do elemento está descrita na Equação 3.22:

$$u_b = (u_{xA}, u_{yA}, u_{zA}, \theta_{xA}, \theta_{yA}, \theta_{zA}, u_{xB}, u_{yB}, u_{zB}, \theta_{xB}, \theta_{yB}, \theta_{zB})^T \quad (3.22)$$

A matriz de massa e de rigidez do elemento finito de pórtico espacial, no sistema local do elemento, são descritas pelas Equações 3.23 e 3.24:

Cada barra b tem sua orientação no espaço referente ao sistema de eixos globais definida pela matriz de rotação $[\mathbf{R}]_b$ indicada abaixo:

$$[\mathbf{R}]_b = \begin{bmatrix} [\mathbf{r}]_b & [\mathbf{0}] & [\mathbf{0}] & [\mathbf{0}] \\ [\mathbf{0}] & [\mathbf{r}]_b & [\mathbf{0}] & [\mathbf{0}] \\ [\mathbf{0}] & \mathbf{0} & [\mathbf{r}]_b & [\mathbf{0}] \\ [\mathbf{0}] & [\mathbf{0}] & [\mathbf{0}] & [\mathbf{r}]_b \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

onde $[\mathbf{0}]$ representa uma matriz de zeros de dimensão 3×3 , e $[\mathbf{r}]_b$ é uma matriz 3×3 que contém os cossenos diretores de orientação da barra b , definido por:

$$[\mathbf{r}]_b = \begin{bmatrix} \cos(\theta_{Xx}) & \cos(\theta_{Yx}) & \cos(\theta_{Zx}) \\ \cos(\theta_{Xy}) & \cos(\theta_{Yy}) & \cos(\theta_{Zy}) \\ \cos(\theta_{Xz}) & \cos(\theta_{Yz}) & \cos(\theta_{Zz}) \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

onde θ_{Xx} , θ_{Yx} e θ_{Zx} são os ângulos medidos a partir dos eixos X,Y,Z globais em relação aos respectivos eixos x, y e z locais da barra b . Assim, a matriz de rigidez global da barra b , $[\mathbf{K}]_b$ é obtida a partir da rotação da matriz local para o sistema global:

$$[\mathbf{K}]_b = [\mathbf{R}]_b^T [\mathbf{k}_b] [\mathbf{R}]_b \quad (3.27)$$

E finalmente, a matriz de rigidez global da estrutura é a superposição de todas as matrizes de rigidez globais de todos os elemento da estrutura (ne).

$$[\mathbf{K}] = \sum_{b=1}^{ne} [\mathbf{K}]_b \quad (3.28)$$

O mesmo se aplica à obtenção da matriz de massa global da estrutura:

$$[\mathbf{M}] = [\mathbf{R}]_b^T \mathbf{m}_b [\mathbf{R}]_b = \sum_{b=1}^{ne} [\mathbf{M}]_b \quad (3.29)$$

Na Figura 3.7 mostra-se a discretização da plataforma de pesagem na qual foram utilizados $ne=25$ elementos finitos (26 nós), o qual se mostrou suficiente para a adequada discretização da viga e a convergência dos resultados (uma quantidade maior de elementos não altera significativamente os resultados obtidos de esforços e/ou deslocamentos). Restrições na direção z de translação, torção em torno de x e torção em torno de y foram definidas, além daquelas para os apoios, a fim de analisar a estrutura como plana.

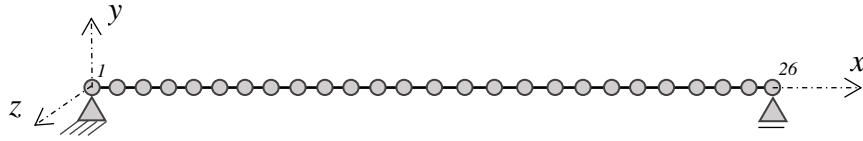


Figura 3.7 – Plataforma discretizada com os elementos finitos utilizados.

3.3.2 Considerações sobre o amortecimento do elemento

A matriz de amortecimento $[c_b]$ do elemento de pórtico 3D geralmente não é avaliada a nível de elemento, mas a nível global uma vez que para estruturas de barras não há um amortecimento discreto como no caso de sistemas veiculares. Então esta matriz é avaliada implicitamente como parte do amortecimento estrutural $[C]$. A matriz global de amortecimento estrutural $[C]$ resulta de uma combinação das matrizes globais de rigidez $[K]$ e de massa $[M]$ da estrutura. Isto pode ser feito basicamente a partir da informação da razão de amortecimento dos modos de vibração do sistema. De forma geral a matriz de amortecimento global do sistema $[C]$ pode ser expressa como uma combinação linear da matriz de massa e de rigidez globais $[K]$ e $[M]$, respectivamente:

$$[C] = [M] \sum_{i=0}^{n-1} a_i ([M]^{-1} [K])^i = \sum_{i=0}^{n-1} [C]_i \quad (3.30)$$

onde n é o número de graus de liberdade da estrutura, a_i são coeficientes que precisam ser determinados e $[C]_i$ corresponde à contribuição da matriz de amortecimento de cada modo de vibração. Pelas propriedades de ortogonalidade dos modos de vibração com respeito à matriz de massa e de rigidez, o n -ésimo elemento da matriz de amortecimento modal diagonalizada C_n pode ser expressa como:

$$C_n = \{\phi\}_n^T [C] \{\phi\}_n = \{\phi\}_n^T [M] \sum_{i=0}^{n-1} a_i ([M]^{-1} [K])^i \{\phi\}_n \quad (3.31)$$

onde $\{\phi\}_n$ representa o n -ésimo modo de vibração da estrutura sem amortecimento, o qual se obtém a partir da solução do problema de autovalores-autovetores do sistema não amortecido:

$$[K] \{\phi\}_n = \omega_n^2 [M] \{\phi\}_n \quad (3.32)$$

onde ω_n são as n -ésimos frequências naturais do sistema (rad/s). Da mesma forma, o n -ésimo elemento da matriz de massa modal diagonalizada, M_n pode ser expressa por:

$$M_n = \{\phi\}_n^T [\mathbf{M}] \{\phi\}_n \quad (3.33)$$

Usando as equações anteriores, chega-se ao n -ésimo coeficiente de amortecimento:

$$C_n = \sum_{i=0}^{n-1} a_i \omega_n^{2i} M_n = 2\xi_n \omega_n M_n \quad (3.34)$$

onde ξ_n são as razões de amortecimento da n -ésimo modo de vibração. Se as razões de amortecimento são conhecidas para alguns modos, então a matriz de amortecimento global

[C] pode ser avaliada a partir de $[\mathbf{C}] = \sum_{i=1}^{nm} \{\phi\}_i^{-T} C_i \{\phi\}_i^{-1}$ onde nm é o número de modos com

razão de amortecimento disponível.

Lembrando que a contribuição de um determinado modo para o amortecimento generalizado pode ser especificado como:

$$C_{ni} = \{\phi\}_n^T [\mathbf{C}]_i \{\phi\}_n = a_i \{\phi\}_n^T [\mathbf{M}] [\mathbf{M}]^{-1} [\mathbf{K}]^i \{\phi\}_n \quad (3.35)$$

Então pré-multiplicando ambos os termos por $\{\phi\}_n^T [\mathbf{K}] [\mathbf{M}]^{-1}$ resulta em:

$$\omega_n^2 \{\phi\}_n^T [\mathbf{K}] \{\phi\}_n = \omega_n^4 M_n \quad (3.36)$$

Por operações equivalentes, chega-se a:

$$\{\phi\}_n^T [\mathbf{M}] [[\mathbf{M}]^{-1} [\mathbf{K}]]^i \{\phi\}_n = \omega_n^{2i} M_n \quad (3.37)$$

E conseqüentemente, C_{ni} é igual a:

$$C_{ni} = a_i \omega_n^{2i} M_n \quad (3.38)$$

Desta forma, a matriz de amortecimento associada a qualquer modo n é definida como:

$$C_n = \sum_{i=0}^{nm-1} C_{ni} = \sum_{i=0}^{nm-1} a_i \omega_n^{2i} M_n = 2\xi_n \omega_n M_n \quad (3.39)$$

Assim, a razão e amortecimento fica definida pela relação:

$$\xi_n = \frac{1}{2\omega_n} \sum_{i=0}^{nm-1} a_i \omega_n^{2i} \quad (3.40)$$

A partir desta relação e do número de modos com razão de amortecimento e frequências conhecidas, monta-se um sistema de equações com nm incógnitas e que resolvido, resultará dos coeficientes a_i e assim, obter a matriz de amortecimento global $[\mathbf{C}]$ a partir da Equação 3.31.

3.4 Análise Dinâmica no tempo

A dinâmica do veículo, incluindo o carregamento a partir da rugosidade da pista e o degrau da plataforma de carga podem ser modelados de maneira usual, com forças de entrada externas e a equação de equilíbrio do movimento na forma discretizada da seguinte forma:

$$[\mathbf{M}] \ddot{\mathbf{u}}(t) + [\mathbf{C}] \dot{\mathbf{u}}(t) + [\mathbf{K}] \mathbf{u}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (3.41)$$

onde $\mathbf{F}(t)$ significa o vetor de carga (incluindo o peso próprio e as forças impostas pelo pavimento aos pneus), $[\mathbf{M}]$ é a matriz global de massa, $[\mathbf{C}]$ é a matriz global de amortecimento e $[\mathbf{K}]$ a matriz global de rigidez.

O vetor de deslocamentos é representado por $\mathbf{u}(t)$ e as derivadas correspondentes por $\dot{\mathbf{u}}(t)$ e $\ddot{\mathbf{u}}(t)$. Para a integração numérica do sistema de equações diferenciais acopladas de segunda ordem, foi utilizado o método implícito de Newmark. De acordo com Rao (2010), a estabilidade do método depende dos parâmetros α e β . Eles são escolhidos como $\alpha \geq 0,25 (\beta + 1/2)^2$ e $\beta \geq 0,5$ para assegurar a convergência. A equação recorrente para a análise e o registro do histórico do GDL são as seguintes:

$$\mathbf{u}_{i+1} = \left[\frac{1}{\alpha(\Delta t)^2} [\mathbf{M}] + \frac{\beta}{\alpha(\Delta t)} [\mathbf{C}] + [\mathbf{K}] \right]^{-1} \times \left\{ \begin{array}{l} \mathbf{F}_{i+1} + [\mathbf{M}] \left(\frac{1}{\alpha(\Delta t)^2} \mathbf{u}_i + \frac{1}{\alpha(\Delta t)} \dot{\mathbf{u}}_i + \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \ddot{\mathbf{u}}_i \right) + \\ + [\mathbf{C}] \left(\frac{\beta}{\alpha(\Delta t)} \mathbf{u}_i + \left(\frac{\beta}{\alpha} - 1 \right) \dot{\mathbf{u}}_i + \left(\frac{\beta}{\alpha} - 2 \right) \frac{\Delta t}{2} \ddot{\mathbf{u}}_i \right) \end{array} \right\} \quad (3.42)$$

$$\ddot{\mathbf{u}}_{i+1} = \frac{1}{\alpha(\Delta t)^2} (\mathbf{u}_{i+1} - \mathbf{u}_i) - \frac{1}{\alpha(\Delta t)} \dot{\mathbf{u}}_i + \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \ddot{\mathbf{u}}_i \quad (3.43)$$

$$\dot{\mathbf{u}}_{i+1} = \dot{\mathbf{u}}_i + (1 - \beta)\Delta t \ddot{\mathbf{u}}_i + \beta\Delta t \ddot{\mathbf{u}}_{i+1} \quad (3.44)$$

O intervalo de tempo escolhido baseia-se nas representações de precisão da rugosidade da pista e isto resulta em intervalos de tempo de várias ordens de grandeza inferiores aos valores usuais empregados em simulações de estruturas mecânicas ($\Delta t = 10^{-6}$ s) assegurando uma boa precisão aos valores dos resultados devido à discretização necessária à representação da rugosidade da pista.

A mesma equação de equilíbrio de forças indicada anteriormente, também poderá representar, neste trabalho o comportamento dinâmico vibracional da plataforma de pesagem como será indicado em capítulos à frente. Neste caso, o vetor de forças \mathbf{F}^t representará a força aplicada pelos pneus do veículo (traseiros e dianteiros) sobre a plataforma. Isto representa uma carga móvel sobre a estrutura e que em função do tipo de contato do pneu com a via e plataforma, deve ser considerado como pressão (trem de cargas) móvel e não como carga pontual. Os mesmos parâmetros do método de Integração de Newmark, assim como intervalo de tempo são empregados na análise do comportamento dinâmico da plataforma de pesagem.

4 MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS

Neste capítulo será apresentada a descrição dos equipamentos de pesagem e de medição experimental e a análise dos sinais de tensão obtidos para diversos veículos em um posto de pesagem veicular.

4.1 Equipamentos de pesagem e de medição

As medições foram realizadas no posto de pesagem veicular (PPV) do tipo móvel da Agência Nacional de Transportes Terrestres (ANTT) situado na cidade de Gravataí/RS, km 65,0 da BR-290, sentido Porto Alegre-Osório. Esta rodovia está concedida à Trinfo Concepa que fornece os operadores a operação do PPV, sendo fiscalizada pela ANTT.

O equipamento de pesagem é o modelo DAW 300 – PC / LS da marca Pat Traffic com velocidade máxima de 6 km/h, carga máxima de 30000 kg, carga mínima de 100 kg, resolução de 10 kg. O equipamento apresenta dispositivo receptor de cargas com plataformas do tipo *bending plate* baseadas na deflexão com dimensões de 1000 mm x 500mm x 25 mm. No ANEXO II está a portaria de aprovação do equipamento pelo órgão metrológico responsável (INMETRO). As Figuras 4.1 e 4.2 mostram as plataformas de pesagem do posto. A Figura 4.3 apresenta a tela do *software* de pesagem utilizado no PPV e na Figura 4.4 está o equipamento de condicionamento de sinais da Pat Traffic.

Para executar as medições foi utilizado o módulo integrado compacto da empresa Lynx modelo ADS2000 que possui módulo de expansão de condicionamento de sinais AI 2161 e conversor A/D e controlador AC 2122. Este módulo possui 32 canais com conversão A/D de 16 bits com até 12,5 μ s/canal, ganho de 1 a 5000, filtros integrados e comunicação com computador via Ethernet/Protocolo IP. O ANEXO III apresenta mais informações sobre o equipamento de medição utilizado.



Figura 4.1 – Balança da empresa PAT para medição de peso em movimento (p/ uma roda).



Figura 4.2 – Conjunto de balanças para medição de pesos em movimento no PPV de Gravataí, RS (em defasagem para medição de velocidade).

Operação	Nr.Pesagem	Nr.Pes.Dia	Data-Hora	Placa	Classe	PBT	Limite	Ex.PBT	Velocidade	Grupo 1	Grupo 2	Grupo 3	Grupo 4	Grupo 5	Grupo 6	Grupo 7	Grupo 8
Automatico	248372	300	28/06 15:13	RS11255	7CB	10950	15000		3,5	4750	5050						
Administrador	248371	299	28/06 15:10	1076492	3C	15320	16500		3,7	5137	5170						
Administrador	248370	298	28/06 15:10	R260387	251	36000	41500		4,2	5557	3940	3850					
Administrador	248369	297	28/06 15:10	TR4440	163	43600	48500		3,5	4800	44700	45100					
Administrador	248368	296	28/06 15:09	LZQ1295	251	41160	48500		2,3	4620	3485	3770					
Administrador	248367	295	28/06 15:08	RS02765	3C	7000	51000		4,7	3570	4120						
Administrador	248366	294	28/06 15:08	TR0944	20C	4700	51000		4,2	3100	3700						
Administrador	248365	293	28/06 15:08	TR60106	20C	8510	8200		3,0	3400							
Administrador	248364	292	28/06 15:06	AR92649	163	17240	41500		4,5	4400	5400						
Administrador	248363	291	28/06 15:07	MD44763	20C	7000	9100		1,3	2540							
Administrador	248362	290	28/06 15:07	BR80209	211	33700	48500		3,2	3700	3700						
Administrador	248361	289	28/06 15:05	FU03243	3C	35200	23000	300	3,4	3610	3270	3800	3980	3980	3980		
Administrador	248360	288	28/06 15:05	TQ10123	2CB	14400	16500		4,4	3070							
Administrador	248359	287	28/06 15:05	TVC3610	30C	18300	19200		5,7	3000	11750						
Administrador	248358	286	28/06 15:04	TVC3610	30C	22400	23500		3,9	6100	4070						
Administrador	248357	285	28/06 15:04	TR16377	3C	21200	23000		5,5	5100	3600						
Administrador	248356	284	28/06 15:02	LZ05000	40C	20070	25000		4,9	10070	15050						
Administrador	248355	283	28/06 15:01	RS11983	30C	7900	8100		5,0	2800	4050						
Administrador	248354	282	28/06 15:01	TR24561	3C	6600	18500			2420	4200						

Figura 4.3 – Tela do software de pesagem da Pat Traffic no PPV de Gravataí, RS.



Figura 4.4 – Equipamento de medição DAW 300PC da Pat Traffic para condicionamento dos sinais das plataformas de medição de peso em movimento.

A alimentação do equipamento de pesagem conforme consta na portaria de aprovação do INMETRO é de 12V. Foram utilizadas frequências de amostragem f_s de 200 a 1000 Hz, todas com resultados adequados, tempos de aquisição de 1 minuto ou 30 segundos dependendo do veículo, ganhos de 500 ou 1000 vezes e filtro passa baixa de 100Hz integrado no módulo da Lynx.

O dispositivo *bending plate* utiliza sensores do tipo *strain gages* que medem a deformação em função da variação da resistência elétrica. Para medir esta resistência com maior precisão utiliza-se normalmente o circuito de ponte de Wheatstone que poder operar em um quarto de ponte, meia ponte ou ponte completa. Para ponte de Wheatstone completa (Figura 4.5), quatro sensores são usados na ponte, isso praticamente elimina problemas de efeito térmicos porque a dilatação sofrida em um dos braços é compensada pelo outro, obtendo-se assim, uma medição mais acurada.

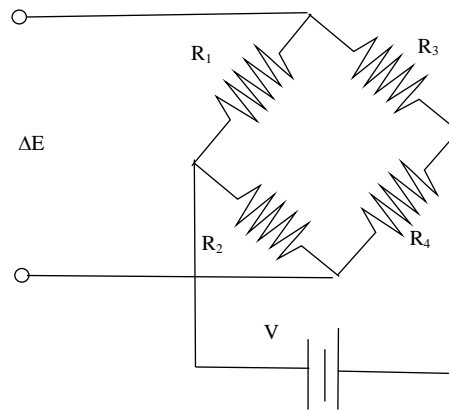


Figura 4.5 – Circuito em ponte de Wheatstone.

Para o caso de deformações ocorrendo em cada um dos *strain gages* da ponte de Wheatstone, supondo *gage factors* idênticos para cada um deles, o desbalanceamento medido em relação à alimentação e às deformações, pode ser avaliado como:

$$\frac{\Delta E}{V} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} - \frac{\Delta R_3}{R_3} + \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) = \frac{k}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 - \varepsilon_3 + \varepsilon_4) \quad (4.1)$$

onde k é o *gage fator* (sensibilidade) e ε_i a deformação em um *strain gage* i , ΔR_i representa a variação de resistência elétrica e R_i o valor nominal de resistência elétrica. Como os valores de tensão elétrica lidos são muito baixos nos braços da ponte, geralmente utiliza-se um amplificador que multiplica a tensão de entrada por um ganho na saída. Muitas vezes, os amplificadores possuem filtros integrados, por exemplo, do tipo passa baixa para eliminar frequência que não são de interesse como frequência tensão da rede e seus múltiplos e outros ruídos do sinal captado. O ganho do amplificador A é razão entre a tensão de saída ΔE^* e a tensão de entrada ΔE indicado na Equação 4.1 (Holmam, 2011):

As Figuras 4.6 a 4.13 apresentam os resultados das medições de tensão elétrica em função do tempo de todos os pneus dos veículos já processados com a correção de *offset* e com a aplicação de filtro do tipo *Butterworth* para atenuação do ruído. O sinal do canal 1 apresenta a medição da roda esquerda que é a primeira a entrar na plataforma, já o sinal do canal 2 está relacionado à roda direita que tem um atraso devido à defasagem de posição das plataformas.

4.2.1 Análise das medições e cálculo do fator de calibração

Nesta seção foram analisados os sinais obtidos pelos oito veículos medidos e calculada a constante de calibração para cada caso. No caso dos sinais medidos, as figuras apresentam o valor de tensão medida em função do tempo em que aparecem os picos de cada eixo do veículo nas duas plataformas de pesagem (lado esquerdo e direito). A seguir é realizado o cálculo do fator de calibração necessário que transforma o valor de tensão na massa do veículo. Através de *software* é calculada a média de valores de tensão durante a passagem do lado esquerdo \bar{V}_E e do lado direito \bar{V}_D . Assim, obtendo a tensão média das duas trilhas \bar{V} e o fator dividindo-se a massa medida m pela tensão média.

No primeiro sinal medido (Figura 4.6) é apresentada a medição do veículo com dois eixos de classe 2CC com PBT medido de 5200 kg no equipamento de pesagem. O Valores de tensão obtidos foram: $\bar{V}_E = 0,6775V$, $\bar{V}_D = 0,6875V$ e $\bar{V} = 0,6825V$.

O Fator de calibração é então: $m/\bar{V} = 5200/0,6825V = 7563,64 \text{ kg/V}$ (ganho x500), corrigindo para ganho (x 1000) = 3781,82 kg/V.

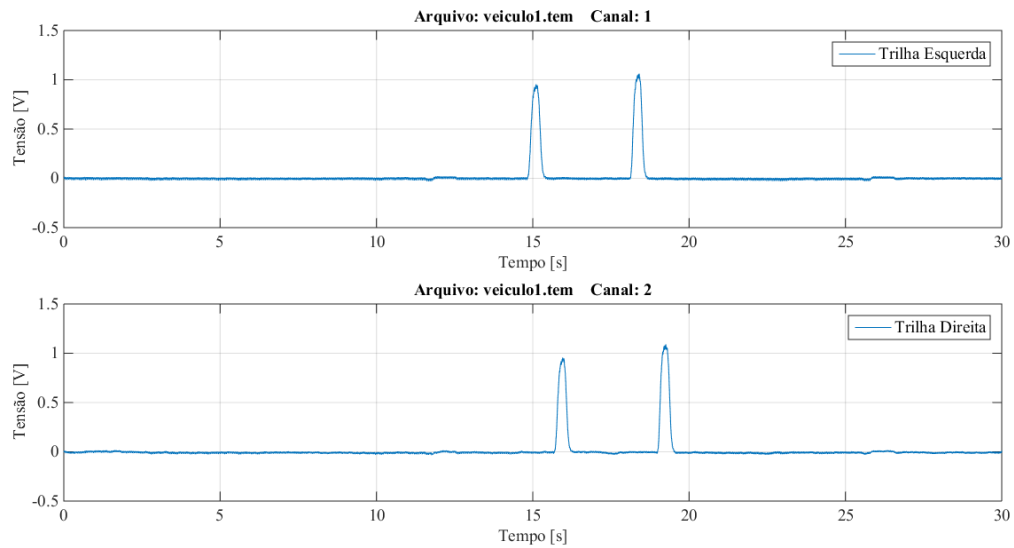


Figura 4.6 – Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 1.

O segundo sinal medido (Figura 4.7) é resultado da medição do veículo com três eixos de classe 3C com PBT medido de 16810 kg. Os valores de tensão obtidos de tensão foram:

$$\bar{V}_E = 2,6096V, \quad \bar{V}_D = 2,7004V \quad \bar{V} = 2,6550 V.$$

O Fator de calibração é então: $m/\bar{V} = 16810/2,6550 = 6331,45 \text{ kg/V}$ (ganho x1000).

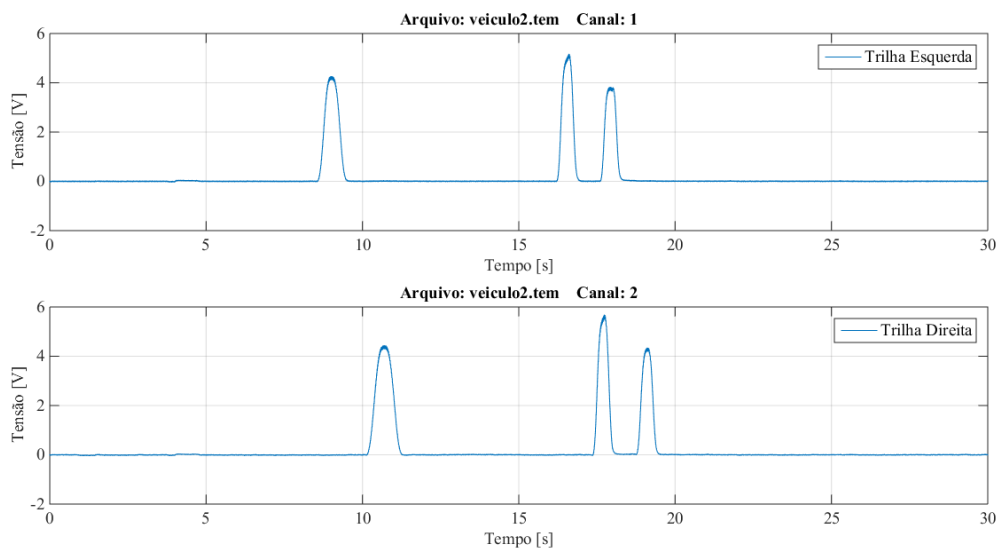


Figura 4.7– Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 2.

O terceiro sinal medido (Figura 4.8) é resultado da medição do veículo com dois eixos de classe 2C com PBT medido de 9010 kg. Os valores de tensão obtidos de tensão foram $\bar{V}_E = 1,7603\text{V}$, $\bar{V}_D = 1,8175\text{V}$ e $\bar{V} = 1,7889\text{V}$.

O fator de calibração é então: $m/\bar{V} = 9010\text{ kg} / 1,7889\text{ V} = 5036,6\text{ kg/V}$ (ganho x1000).

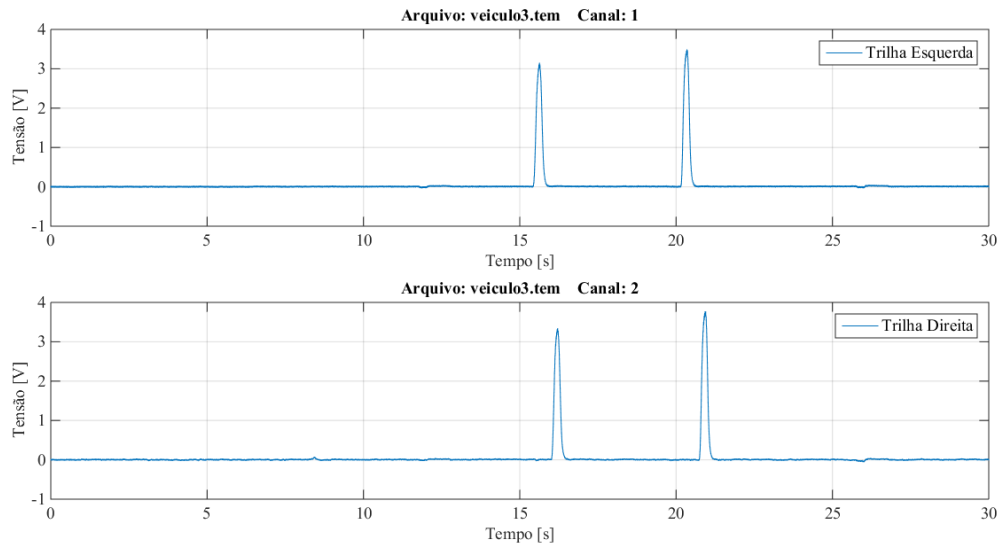


Figura 4.8 – Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 3.

O sinal quatro medido (Figura 4.9) é resultado da medição do veículo com dois eixos de classe 2CC com PBT medido de 7350 kg. Os valores de tensão obtidos foram: $\bar{V}_E = 1,7486\text{V}$, $\bar{V}_D = 1,7438\text{V}$ e $\bar{V} = 1,7462\text{V}$.

O fator de calibração é então: $m/\bar{V} = 7350/1,7462=4209,14\text{ kg/V}$ (ganho x1000).

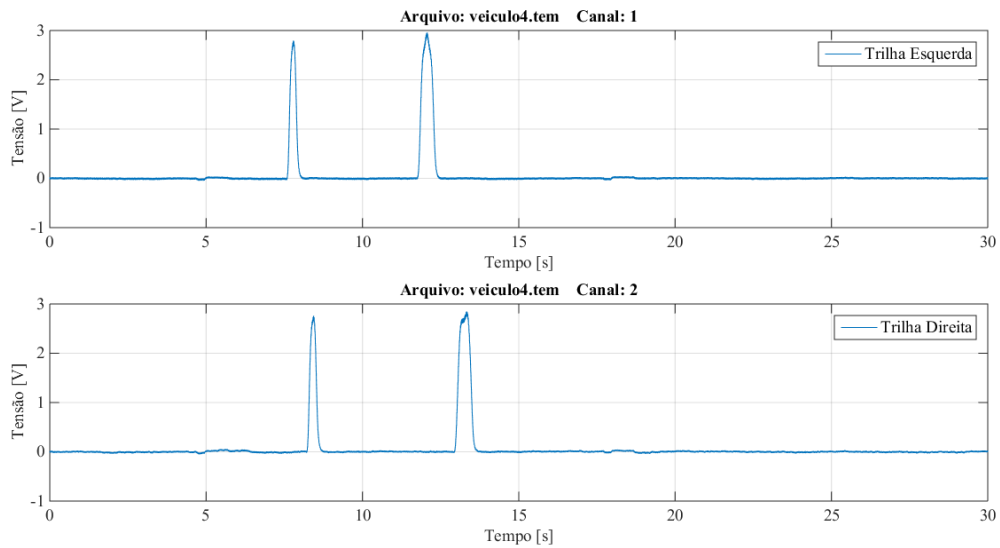


Figura 4.9 – Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 4.

O quinto sinal medido (Figura 4.10) é resultado da medição do veículo com dois de classe 2C com PBT medido de 11740kg. Os valores de tensão obtidos foram: $\bar{V}_E = 2,2856V$, $\bar{V}_D = 2,3101V$ e $\bar{V} = 2,3028V$.

O fator de calibração é então: $m/\bar{V} = 11740/2,3028 = 5098,14 \text{ kg/V}$ (ganho x1000).

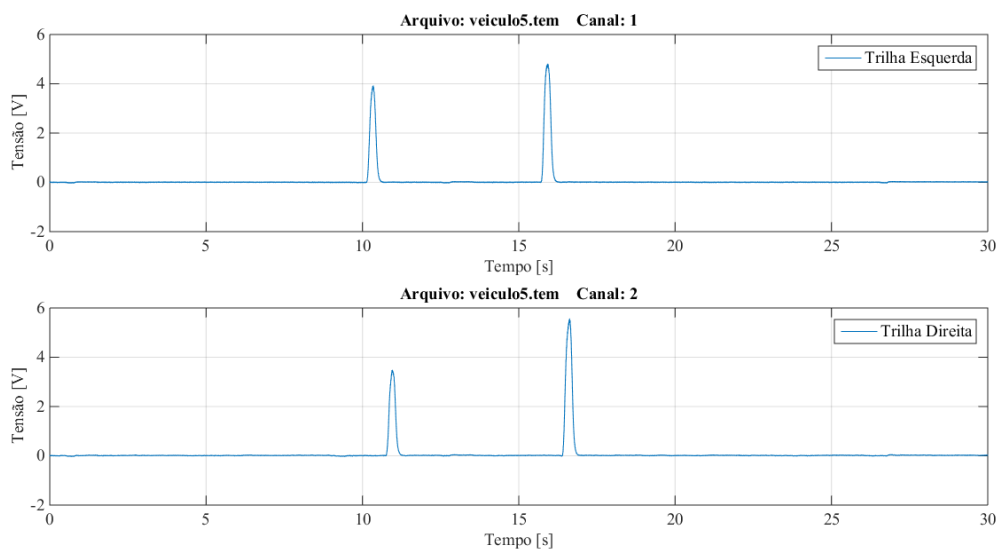


Figura 4.10 – Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 5.

O sexto sinal medido (Figura 4.11) é resultado da medição do veículo com oito eixos de classe 3P5 com PBT medido de 64070kg. Os valores de tensão obtidos foram: $\bar{V}_E = 3,3319\text{V}$, $\bar{V}_D = 3,2877\text{V}$ e $\bar{V} = 3,3098\text{V}$.

O fator de calibração é então: $m/\bar{V} = 64070\text{kg}/3,3098\text{V} = 19357,67 \text{ kg/V}$ (ganho x1000).

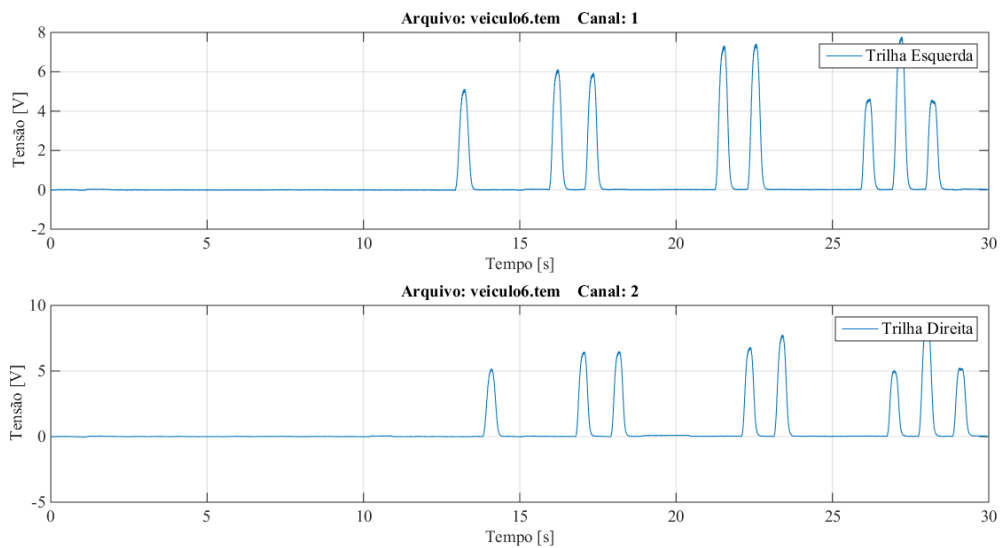


Figura 4.11 – Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 6.

O sétimo sinal medido (Figura 4.12) é resultado da medição do veículo com seis eixos de classe 3S3 com PBT medido de 44400 kg. Os valores de tensão obtidos foram: $\bar{V}_E = 3,0906\text{V}$, $\bar{V}_D = 3,2272\text{V}$ e $\bar{V} = 3,1589\text{V}$.

O fator de calibração é então: $m/\bar{V} = 44400 \text{ kg}/3,1589 \text{ V} = 14055,53 \text{ kg/V}$ (ganho x1000)

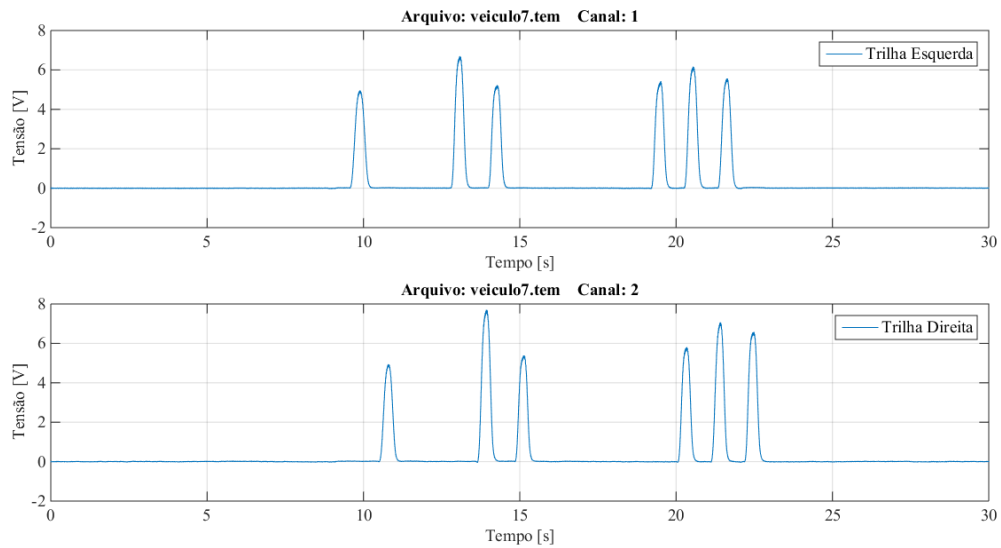


Figura 4.12 – Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 7.

O oitavo sinal medido (Figura 4.13) é resultado da medição do veículo com quatro eixos de classe 2I2 com PBT medido de 21050 kg. Os valores de tensão obtidos foram: $\bar{V}_E = 2,4574V$, $\bar{V}_D = 2,2897V$ e $\bar{V} = 2,3736V$.

O fator de calibração é então: $m/\bar{V} = 21050/2,3736 = 8868,39 \text{ kg/V}$ (ganho x1000).

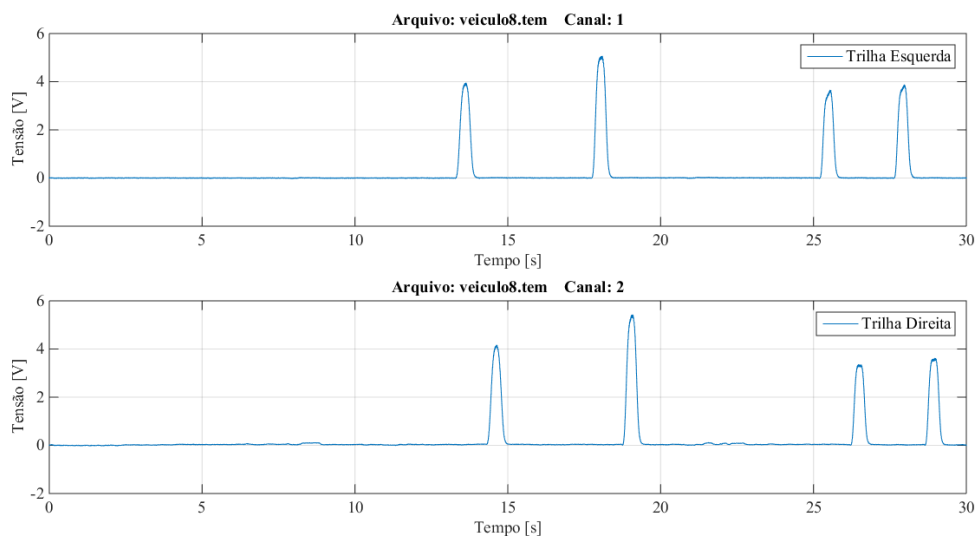


Figura 4.13 – Sinal elétrico medido na balança de pesagem PPV Gravataí, RS, pista esquerda e pista direita para veículo 8.

É possível notar que veículos de mesma classe tiveram fatores de calibração próximos (veículos 1 e 4 de classe 2CC e veículos 3 e 5, classe 2C). Verificou-se também que quanto mais eixos o veículo possui, maior foi o valor do fator obtido.

5 MODELAMENTO NUMÉRICO DO PROBLEMA ANALISADO

Este capítulo apresenta o modelamento da dinâmica veicular, da geração do perfil da pista, da altura entre a pista e plataforma e da plataforma de pesagem. Esse modelamento foi implementado e simulado no software MATLAB[®].

5.1 Veículos simulados e testados

Dois tipos de veículos foram numericamente simulados utilizando a análise dinâmica no tempo (descrita na seção 3.4): tipo (a), um modelo de 8 GDL (com quatro suspensões independentes, sendo os GDLs: movimento vertical das quatro massas das suspensões, movimento vertical do assento do condutor, e ainda, a arfagem, rolagem e deslocamentos verticais da massa do chassi do veículo) que é adequado para modelos de camionetas e caminhões de pequeno porte; tipo (b), um modelo de 10 GDL (com duas barras de suspensão, sendo os GDLs: movimento vertical e rolagem dos eixos dianteiro e traseiro, movimento vertical, rolagem e arfagem do chassi e movimento vertical do assento do motorista e dos passageiros 1 e 2) que são apropriados para ônibus ou caminhões de médio porte. A Figura 5.1 mostra o desenho esquemático do modelo numérico do veículo tipo (a) utilizado neste trabalho e a Figura 5.2 do veículo tipo (b).

O veículo do tipo (a) apresenta uma massa total de 2550 kg sem carga. A distância entre eixos é de 2.312 m e o raio do pneu r que será utilizado posteriormente para a simulação da plataforma e área de contato pneu-pavimento é assumido igual a 0,350 m. O modelo inclui a massa da carroceria, m_c e pelas massas não suspensas, m_1 , m_2 , m_3 , m_4 os valores de amortecimento para o sistema de suspensão, c_{12} , c_{22} , c_{32} , c_{42} , pela rigidez dos pneus k_{11} , k_{21} , k_{31} , k_{41} e finalmente a rigidez de suspensão k_{12} , k_{22} , k_{32} , k_{42} . O assento do condutor é modelado como um único grau de liberdade com massa m_a , rigidez k_a e amortecimento c_a . Os parâmetros geométricos são a distância entre o centro de massa e o eixo dianteiro a e a distância entre o centro de massa e o eixo traseiro b . Assim, $a + b$ é a distância entre eixos, l é a largura do veículo, x_a e y_a são as posições do banco do condutor medidas a partir o centro de massa da carroceria. I_x e I_y representam o momento de inércia em torno do eixo x e y, respectivamente.

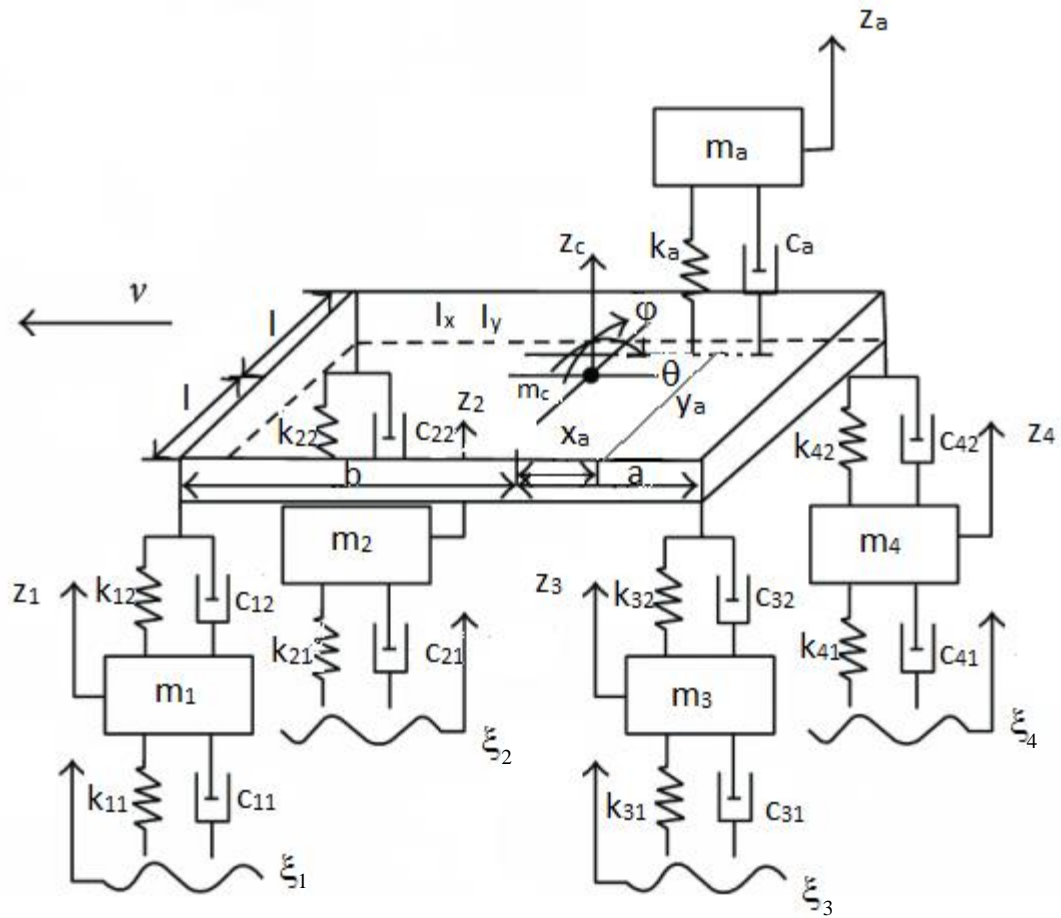


Figura 5.1 – Modelo esquemático do veículo tipo (a).

Drehmer, 2012, apresenta as equações de movimento desse veículo. Elas são utilizadas em um sistema de equações discretizadas no domínio do tempo. As equações das quatro rodas do veículo são apresentadas pelas Eqs. (5.1) a (5.4). O primeiro índice de 1 a 4 correspondem, respectivamente, cada um dos conjuntos massa-mola-amortecedor e o segundo índice 1 ou 2, correspondem, respectivamente, às massas não suspensas e suspensas do modelo.

$$m_1 \ddot{z}_1 = K_{12}(z_{12} - z_{11}) + C_{12}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{11}) - K_{11}(z_{11} - \xi_1) \quad (5.1)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 = K_{22}(z_{22} - z_{21}) + C_{22}(\dot{z}_{22} - \dot{z}_{21}) - K_{21}(z_{21} - \xi_2) \quad (5.2)$$

$$m_3 \ddot{z}_3 = K_{32}(z_{32} - z_{31}) + C_{32}(\dot{z}_{32} - \dot{z}_{31}) - K_{31}(z_{31} - \xi_3) \quad (5.3)$$

$$m_4\ddot{z}_4 = K_{42}(z_{42} - z_{41}) + C_{42}(\dot{z}_{42} - \dot{z}_{41}) - K_{41}(z_{41} - \xi_4) \quad (5.4)$$

A Equação (5.5) representa a carroceria do veículo e considera a interação entre o movimento do veículo com o do assento:

$$m_c\ddot{z}_c = K_a(z_a - z_c) + C_a(\dot{z}_a - \dot{z}_c) - K_{12}(z_{12} - z_{11}) - C_{12}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{11}) - K_{22}(z_{22} - z_{21}) - C_{22}(\dot{z}_{22} - \dot{z}_{21}) - K_{32}(z_{32} - z_{31}) - C_{32}(\dot{z}_{32} - \dot{z}_{31}) - K_{42}(z_{42} - z_{41}) - C_{42}(\dot{z}_{42} - \dot{z}_{41}) \quad (5.5)$$

As equações restantes representam os graus de liberdade em termos de arfagem e rolagem:

$$I_y\ddot{\theta} = a(K_{12}(z_{12} - z_{11}) + C_{12}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{11}) + K_{22}(z_{22} - z_{21}) + C_{22}(\dot{z}_{22} - \dot{z}_{21})) - b(K_{32}(z_{32} - z_{31}) + C_{32}(\dot{z}_{32} - \dot{z}_{31}) + K_{42}(z_{42} - z_{41}) + C_{42}(\dot{z}_{42} - \dot{z}_{41})) \quad (5.6)$$

$$I_x\ddot{\phi} = -\frac{l}{2}(K_{12}(z_{12} - z_{11}) + C_{12}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{11})) + \frac{l}{2}(K_{22}(z_{22} - z_{21}) + C_{22}(\dot{z}_{22} - \dot{z}_{21})) - \frac{l}{2}(K_{32}(z_{32} - z_{31}) + C_{32}(\dot{z}_{32} - \dot{z}_{31})) + \frac{l}{2}(K_{42}(z_{42} - z_{41}) + C_{42}(\dot{z}_{42} - \dot{z}_{41})) \quad (5.7)$$

Para o motorista e assento a equações correspondente é descrita por:

$$m_a\ddot{z}_a = -K_a(z_a - z_c) - C_a(\dot{z}_a - \dot{z}_c) \quad (5.8)$$

O modelo da carroceria apresenta sete graus de liberdade que, juntamente com o grau do assento, totalizam os oito graus de liberdade propostos no modelo. As Equações (5.1) a (5.8) formam um sistema linear matricial de equações diferenciais. Maiores detalhes do modelo podem ser encontrados em [Drehmer, 2012]. Na Tabela 5.1 constam os valores dos parâmetros desse modelo.

Tabela 5.1 – Parâmetros do modelo de veículo tipo (a)

Parâmetros	Valores
m_a	100 kg
m_c	2160 kg
m_1, m_2	85 kg
m_3, m_4	60 kg
K_a	105 kN/m
$K_{11}, K_{21}, K_{31}, K_{41}$	200 kN/m
K_{12}, K_{22}	87,5 kN/m
K_{32}, K_{42}	51 kN/m
C_a	650 Ns/m
C_{12}, C_{22}	1937,5 Ns/m
C_{32}, C_{42}	1937,5 Ns/m
I_x	946 kg.m ²
I_y	4140 kg.m ²
a	1,156 m
b	1,524 m
l	1,450 m
x_a	0,234 m

Adaptado de Shirahatt et al. (2008).

O veículo do tipo (b) representa o modelo de um veículo de transporte passageiros (ônibus) modelo IK301 com uma massa total de 18271 kg, distância entre eixos de 5,650 m e largura 2 m e o raio do pneu r é igual a 0,520 m. Os parâmetros de massa são os seguintes: m_v é a massa do assento do condutor, m_{p1} , m_{p2} são as massas para o assento dos passageiros 1 e 2 e a massa total suspensa do ônibus totalmente carregado m . As massas do eixo dianteiro e traseiro são representadas por m_{pm} e m_{zm} , respectivamente. O assento do motorista tem amortecedores com c_{sv} e rigidez de k_{sv} . Os parâmetros c_{sp1} , c_{sp2} são os amortecimentos dos assentos dos passageiros de e k_{sp1} , k_{sp2} , as rigidezes correspondentes. Os parâmetros c_p , k_p significam o amortecimento e rigidez equivalente dos lados esquerdo e direito do eixo dianteiro. O parâmetro k_l é rigidez e c_l o amortecimento do eixo dianteiro e k_2 , c_2 os respectivos parâmetros do eixo traseiro, k_z é rigidez equivalente do lado direito e esquerdo do eixo traseiro e c_z o respectivo amortecimento. A rigidez k_{pp} corresponde ao pneu dianteiro, k_{zp} rigidez equivalente do pneu no eixo traseiro, c_{pp} amortecimento do pneu no eixo dianteiro e c_{zp} amortecimento equivalente do pneu do lado esquerdo e direito do eixo traseiro.

Os parâmetros geométricos são a distância entre eixos l , distância do eixo dianteiro até o CG do veículo a , distância do eixo traseiro até o CG do veículo, b , distância das rodas do lado esquerdo e direito do eixo dianteiro até o CG do eixo f_l , distância dos elementos de suspensão do eixo dianteiro até o CG do eixo dianteiro e_l , distância das rodas do lado

esquerdo e direito do eixo dianteiro até o CG do eixo f_2 , distância dos elementos de suspensão do eixo traseiro até o CG do eixo traseiro e_2 , posição do assento do motorista no eixo longitudinal $x s_1$, posição do assento do motorista no eixo transversal $y s_2$, posição do assento do passageiro 1 no eixo longitudinal $x s_3$, posição do assento do passageiro 1 no eixo transversal $y s_4$, posição do assento do passageiro 2 no eixo longitudinal $x s_5$, posição do assento do passageiro 2 no eixo transversal $y s_6$ e distância dos elementos de suspensão traseiros para o CG do eixo traseiro r_a . Maiores detalhes do modelo podem ser encontrados em [Sekulic' et al., 2013]. Na Tabela 5.2 constam os valores dos parâmetros desse modelo.

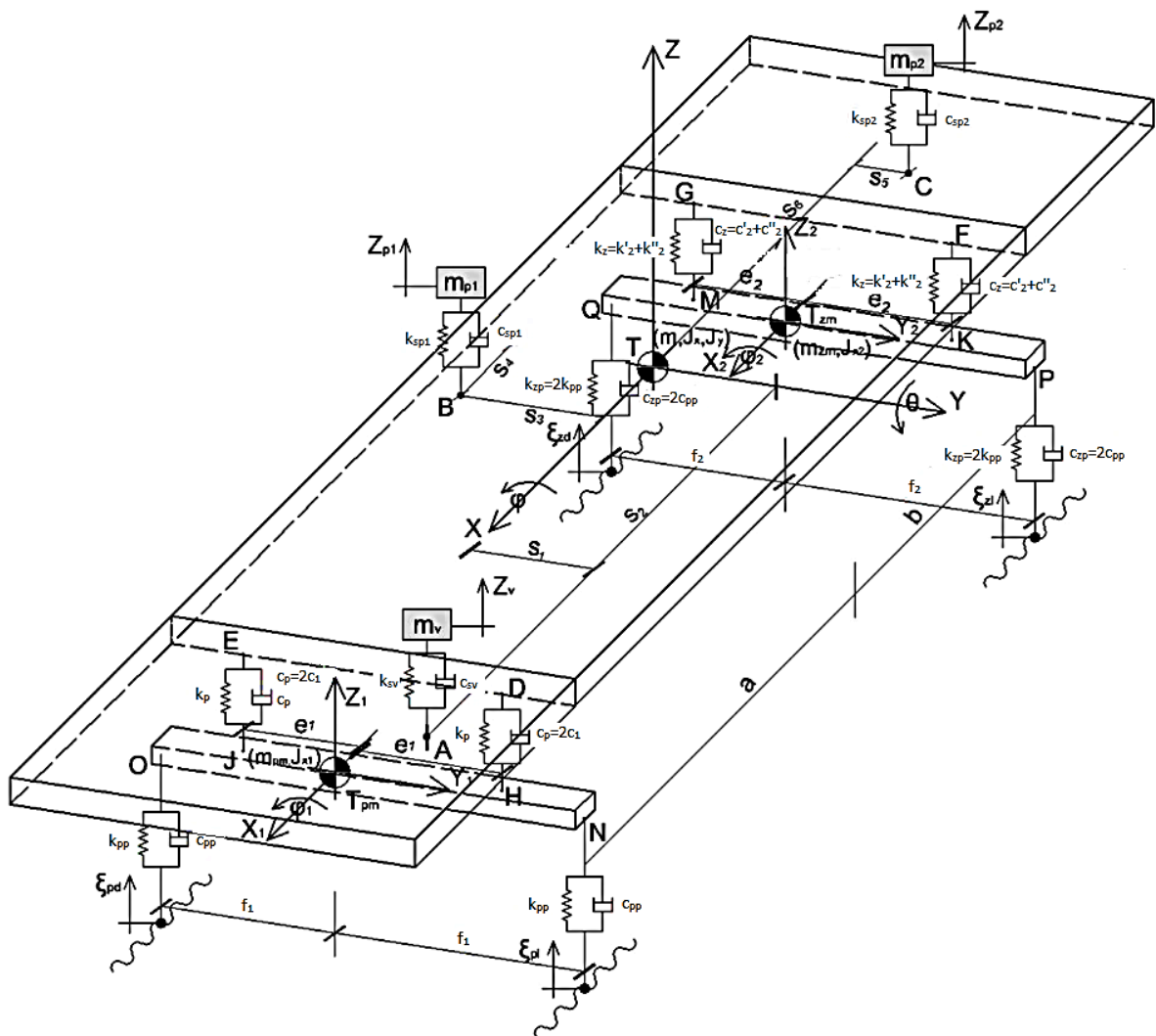


Figura 5.2– Modelo esquemático do veículo tipo (b)

Fonte: Adaptado de Sekulic' et al. (2013).

As equações acopladas para os 10 graus de liberdade para o modelo de veículo podem ser descritas pelas Equações 5.9 a 5.18 a seguir:

Graus de Liberdade vertical do motorista:

$$m_v \ddot{z}_v + c_{sv} \dot{z}_v + k_{sv} z_v - c_{sv} \dot{z} - k_{sv} z - s_1 c_{sv} \dot{\varphi} - s_1 k_{sv} \varphi + s_2 c_{sv} \dot{\theta} + s_2 k_{sv} \theta = 0 \quad (5.9)$$

Graus de Liberdade vertical dos passageiros 1 e 2, respectivamente:

$$m_{p1} \ddot{z}_{p1} + c_{sp1} \dot{z}_{p1} + k_{sp1} z_{p1} - c_{sp1} \dot{z} - k_{sp1} z + s_3 c_{sp1} \dot{\varphi} + s_3 k_{sp1} \varphi + s_4 c_{sp1} \dot{\theta} + s_4 k_{sp1} \theta = 0 \quad (5.10)$$

$$m_{p2} \ddot{z}_{p2} + c_{sp2} \dot{z}_{p2} + k_{sp2} z_{p2} - c_{sp2} \dot{z} - k_{sp2} z - s_5 c_{sp2} \dot{\varphi} - s_5 k_{sp2} \varphi - s_6 c_{sp2} \dot{\theta} - s_6 k_{sp2} \theta = 0 \quad (5.11)$$

Graus de Liberdade vertical do Chassi:

$$\begin{aligned} m \ddot{z} + (c_{sv} + c_{ssp1} + c_{sp2} + 2c_b + 2c_z) \dot{z} + (k_{sv} + k_{sp1} + k_{sp2} + k_p + k_z) z + (s_1 c_{sv} - s_3 c_{sp1} + s_5 c_{sp2}) \dot{\varphi} + \\ (s_1 k_{sv} - s_3 k_{sp1} + s_5 k_{sp2}) \varphi - (s_2 c_{sv} + s_4 c_{sp1} - s_6 c_{sp2} + 2ac_p - 2bc_z) \dot{\theta} - (s_2 k_{sv} + s_4 k_{sp1} - s_6 k_{sp2} + 2ak_p - 2bk_z) \theta \\ - c_{sv} \dot{z}_v - k_{sv} z_v - c_{sp1} \dot{z}_{p1} - k_{sp1} z_{p1} - c_{sp2} \dot{z}_{p2} - k_{sp2} z_{p2} - 2c_p \dot{z}_1 - 2k_p z_1 - 2c_z \dot{z}_2 - 2k_z z_2 = 0 \end{aligned} \quad (5.12)$$

Graus de Liberdade de rolagem do chassi:

$$\begin{aligned} J_x \ddot{\varphi} + (s_1^2 c_{sv} + s_3^2 c_{sp1} + s_5^2 c_{sp2} + 2e_1^2 c_p + 2e_2^2 c_z) \dot{\varphi} + (s_1^2 k_{sv} + s_3^2 k_{sp1} + s_5^2 k_{sp2} + 2e_1^2 k_p + 2e_2^2 k_z) \varphi + s_1 c_{sv} \dot{z}_v + \\ - s_1 k_{sv} z_v + s_3 c_{sp1} \dot{z}_{p1} + s_3 k_{sp1} z_{p1} - s_5 c_{sp2} \dot{z}_{p2} + (s_1 c_{sv} - s_3 c_{sp1} + s_5 c_{sp2}) \dot{z} + (s_1 k_{sv} - s_3 k_{sp1} + s_5 k_{sp2}) z \\ - (s_1 s_2 c_{sv} - s_3 s_4 c_{sp1} + s_5 s_6 c_{sp2}) \dot{\theta} + (s_1 s_2 k_{sv} - s_3 s_4 k_{sp1} + s_5 s_6 k_{sp2}) \theta - 2e_1^2 c_p \dot{\varphi}_1 - 2e_1^2 k_p \varphi_1 - 2e_2^2 c_z \dot{\varphi}_2 - 2e_2^2 k_z \varphi_2 = 0 \end{aligned} \quad (5.13)$$

Graus de Liberdade de arfagem do chassi:

$$\begin{aligned} J_y \ddot{\theta} + (s_2^2 c_{sv} + s_4^2 c_{sp1} + s_6^2 c_{sp2} + 2a^2 c_p + 2b^2 c_z) \dot{\theta} + (s_2^2 k_{sv} + s_4^2 k_{sp1} + s_6^2 k_{sp2} + 2a^2 k_p + 2b^2 k_z) \theta + s_2 c_{sv} \dot{z}_v + \\ - s_2 k_{sv} z_v + s_4 c_{sp1} \dot{z}_{p1} + s_4 k_{sp1} z_{p1} - s_6 c_{sp2} \dot{z}_{p2} + (s_2 c_{sv} + s_4 c_{sp1} - s_6 c_{sp2} + 2ac_p - 2bc_z) \dot{z} - (s_2 k_{sv} + s_4 k_{sp1} - s_6 k_{sp2} + 2ak_p - 2bk_z) z \\ - (s_1 s_2 c_{sv} - s_3 s_4 c_{sp1} - s_5 s_6 c_{sp2}) \dot{\varphi} - (s_1 s_2 k_{sv} - s_3 s_4 k_{sp1} - s_5 s_6 k_{sp2}) \varphi + 2ac_p \dot{z}_1 + 2ak_p z_1 - 2bc_z \dot{z}_2 - 2bk_z z_2 = 0 \end{aligned} \quad (5.14)$$

Graus de Liberdade vertical do eixo dianteiro:

$$m_{pm} \ddot{z}_1 + 2(c_p + c_{pp}) \dot{z}_1 + 2(k_p + k_{pp}) z_1 - 2c_p \dot{z} - 2k_p z + 2ac_p \dot{\theta} + 2ak_p \theta - c_{pp} \dot{\xi}_{pd} - k_{pp} \xi_{pd} - c_{pp} \dot{\xi}_{pl} - k_{pp} \xi_{pl} = 0 \quad (5.15)$$

Graus de Liberdade de rolagem do eixo dianteiro:

$$J_{x1}\ddot{\phi}_1 + 2(e_1^2 c_p + f_1^2 c_{pp})\dot{\phi}_1 + 2(e_1^2 k_p + f_1^2 k_{pp})\phi_1 - 2e_1^2 c_p \dot{\phi} - 2e_1^2 k_p \phi + f_1 c_{pp} \dot{\xi}_{pd} + f_1 k_{pp} \xi_{pd} - f_1 c_{pp} \dot{\xi}_{pl} - f_1 k_{pp} \xi_{pl} = 0 \quad (5.16)$$

Graus de Liberdade vertical do eixo traseiro:

$$m_{zm}\ddot{z}_2 + 2(c_z + c_{zp})\dot{z}_2 + 2(k_z + k_{zp})z_2 - 2c_z \dot{z} - 2k_z z + 2bc_z \dot{\theta} + 2bk_z \theta - c_{zp} \dot{\xi}_{zd} - k_{zp} \xi_{zd} - c_{zp} \dot{\xi}_{dl} - k_{zp} \xi_{dl} = 0 \quad (5.17)$$

Graus de Liberdade de rolagem do eixo traseiro

$$J_{x2}\ddot{\phi}_2 + 2(e_2^2 c_z + f_2^2 c_{zp})\dot{\phi}_2 + 2(e_2^2 k_z + f_2^2 k_{zp})\phi_2 - 2e_2^2 c_z \dot{\phi} - 2e_2^2 k_z \phi + f_2 c_{zp} \dot{\xi}_{zd} + f_2 k_{zp} \xi_{zd} - f_2 c_{zp} \dot{\xi}_{dl} - f_2 k_{zp} \xi_{dl} = 0 \quad (5.18)$$

Tabela 5.2 – Parâmetros do modelo de veículo tipo (b)

Parâmetros	Valores
m_v	100 kg
m	15890 kg
m_{p1}, m_{p2}	90 kg
m_{pm}	746 kg
m_{zm}	1355 kg
J_x	13000 kg.m ²
J_y	150000 kg.m ²
J_{x1}	350 kg.m ²
J_{x2}	620 kg.m ²
k_{sv}	10 kN/m
c_{sv}	750 Ns/m
k_{sp1}, k_{sp2}	40 kN/m
c_{sp1}, c_{sp2}	220 Ns/m
k_p	175 kN/m
c_p	40000 Ns/m
k_2	200 kN/m
k_z	408,65 kN/m
c_1	20000 Ns/m
c_2	22500 Ns/m
c_z	45973 Ns/m
k_{pp}	1000 kN/m
k_{pz}	2000 kN/m
c_{pp}	150 Ns/m
c_{zp}	300 Ns/m
a	3,61 m
b	2,04 m
l	5,65 m
f_1	1,00 m
f_2	1,00 m
e_1	0,70 m
e_2	0,80 m
s_1	0,65 m
s_2	5,45 m
s_3	0,80 m
s_4	0,50 m
s_5	0,40 m
s_6	4,20 m
r_a	0,30 m

Adaptado de Sekulic' et al. (2013).

5.1.1 Frequências naturais dos modelos de veículos

Usando a análise do problema de autovalores e autovetores associados, os modos de vibração e frequências naturais podem ser obtidos para cada um dos veículos analisados assim como para a plataforma de pesagem modelada. O problema de autovalores e autovetores é definido por:

$$[\mathbf{K}]\{\phi\}_n = \omega_n^2[\mathbf{M}]\{\phi\}_n \quad (5.19)$$

onde ω_n são as n -ésimos frequências naturais do sistema (rad/s), $[\mathbf{K}]$ é a matriz de rigidez do sistema, $[\mathbf{M}]$ é a matriz de massa do sistema e $\{\phi\}_n$ é o correspondente n -ésimo autovetor da matriz de autovetores $[\phi] = [\{\phi\}_1 \ \{\phi\}_2 \ \dots \ \{\phi\}_n]$, que representam os modos de vibração.

A Tabela 5.3 apresenta as frequências modais para ambos os veículos. Esta informação é útil para a análise e processamento do sinal da plataforma de carga.

Tabela 5.3 - Frequências naturais para ambos os veículos.

Frequências Naturais (Hz)										
Tipo do Veículo	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a	6 ^a	7 ^a	8 ^a	9 ^a	10 ^a
(a) (8 GDLs)	1,416	1,640	1,713	4,937	9,085	9,114	10,702	10,711	-	-
(b) (10 GDLs)	1,012	1,093	1,254	1,631	3,373	3,389	8,944	9,507	12,537	13,598

5.2 Modelamento do degrau pista-plataforma

A conexão entre a pista e a plataforma é modelada como um salto do tipo degrau. A deformação do pneu é caracterizada no modelo do veículo pela rigidez do mesmo. Para fins de modelagem do degrau assume-se que o raio do pneu será constante. A pista antes e depois da célula de carga possui sua rugosidade característica. Na superfície da célula de carga esta rugosidade é assumida como nula. Para poder descrever adequadamente a entrada e saída da célula de carga, deve-se ter ao menos um número de pontos no espaço adequados (por exemplo 20 partes do comprimento Δx). Deve-se assegurar a discretização no espaço suficiente para representar a rugosidade do perfil da pista.

No instante t_1 , o veículo entra em contato com a plataforma, no tempo t_2 o pneu está completamente sobre a plataforma. No instante t_3 , o pneu sai da plataforma. r significa o raio do pneu e h a altura do degrau que é medida em função do nível médio da pista. l_p significa o

comprimento da plataforma na direção do movimento do veículo e v é a velocidade do veículo (ver Figura 5.3).

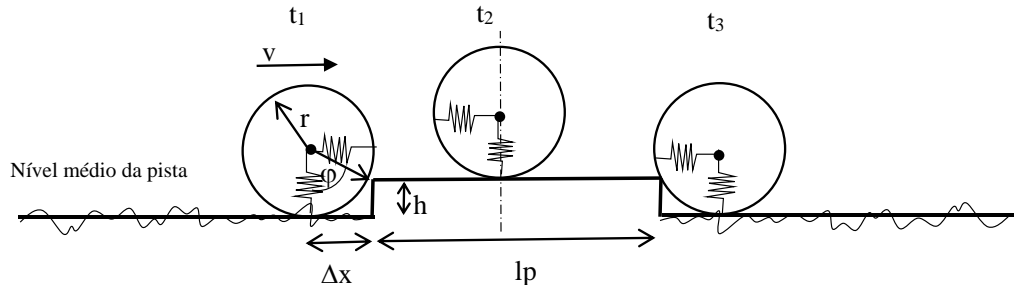


Figura 5.3 – Detalhamento do degrau da pista para a plataforma de pesagem.

Em função do raio do pneu r e da altura do degrau h , a distância Δx é avaliada utilizando a Equação 5.20 obtida através de relações trigonométricas:

$$\Delta x = r \sqrt{1 - \left(1 - \frac{|h|}{r}\right)^2} \quad (5.20)$$

5.3 Modelamento do perfil da pista

A rugosidade de pavimento segue as recomendações da norma ISO 8608, 1995, que se baseia em classes de rugosidade internacionais em função da densidade espectral de potência para a classificação do pavimento. Os históricos de tempo para as trilhas direita e esquerda da pista são simuladas independentemente e usadas como parâmetros de entrada para o modelo de veículo.

O intervalo de integração da densidade espectral das irregularidades da via é um parâmetro importante a ser considerado para a geração correta do perfil de rugosidade. Neste sentido, a ISO 8608, 1995, recomenda o uso do intervalo de integração na frequência espacial de 0,01 ciclo/m até 2,83 ciclo/m no caso de perfis de pavimento usuais.

O modelo de rugosidade de pavimentos ISO 8608, 1995, baseado em trabalhos de Dodds e Robson, 1973, é essencialmente um modelo de Processo Gaussiano Homogêneo (HGP), pode ser indicado pela Equação 5.21:

$$G_{\xi}(\Omega) = C(\Omega)^{-\omega} \quad (5.21)$$

onde G_{ξ} é a densidade espectral de potência para a rugosidade da estrada (m^3/ciclo), Ω significa o número de onda (ciclo/m), C é o coeficiente de rugosidade geral da estrada (m^3/ciclo que pode ser avaliado como $10^{-6} \times 4^{c_n+1}$ com c_n sendo a classe da estrada), que é relacionado à condição de superfície de estrada ($c_n=1$ corresponde à classe A da norma, $c_n=2$, classe B e assim por diante) e w é a distribuição de comprimento de onda. Uma formulação melhorada para a rugosidade do perfil da estrada segue na Equação 5.22:

$$G_{\xi}(\Omega) = \begin{cases} C\left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w_1} & \text{para } \Omega \leq \Omega_0 \\ C\left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w_2} & \text{para } \Omega \geq \Omega_0 \end{cases} \quad (5.22)$$

onde a PSD unicaudal foi dividida em duas partes na frequência de descontinuidade Ω_0 (ciclo/m).

A frequência de descontinuidade é geralmente definida como $\Omega_0 = 1 / 2\pi = 0,16$ ciclo/m , o que corresponde a um comprimento de onda de cerca de 6,3 m, um valor muito comum para estradas britânicas. Os valores w_1 e w_2 são parâmetros de distribuição de comprimento de onda. Outros modelos sofisticados estão disponíveis, mas eles usam mais parâmetros para descrever o perfil da estrada. Neste trabalho utilizou-se o modelo com $\Omega_0 = 0,1$ ciclo/m , parâmetro de distribuição $w_1 = w_2 = 2,0$ e o coeficiente de rugosidade geral $C = 0,01$ m^3/ciclo conforme recomendado pela norma.

A função que descreve o perfil de superfície aleatório, percorrida pelo veículo, de acordo com Gomes et al., 2008, é uma função de deslocamento em função do tempo, consiste em uma soma de harmônicos, como mostrado pela Equação 5.23:

$$x(t) = \sum_{i=1}^N A_i \text{sen}(\omega_i t + \phi_i) \quad (5.23)$$

onde o ângulo de fase ϕ_i é uma variável aleatória gerada no intervalo $[0, 2\pi]$.

A frequência ω_i pode estar relacionada com os números de onda n_i e com a velocidade de deslocamento horizontal do veículo v , como se segue, Equação 5.24:

$$\omega_i = 2\pi n_i v \quad (5.24)$$

A amplitude A_i para cada componente da função (shift) é definida como, Equação 5.25:

$$A_i^2 = \sum_{i=1}^N G_{\xi}(n_i) \Delta n_i \quad (5.25)$$

Assim, o perfil da estrada é obtido pela Equação 5.26:

$$x(t) = \sum_{i=1}^N \sqrt{G_{\xi}(n_i) \Delta n_i} \text{sen}(\omega_i t + \phi_i) \quad (5.26)$$

Como os pneus dianteiro e traseiro não sofrem influência da pista ao mesmo tempo, a entrada da perturbação deve ser deslocada com o tempo necessário para percorrer a distância entre eixos obtida através da distância entre eixos dividida pela velocidade do veículo.

5.4 Modelo numérico da plataforma

Dois modelos são testados para o modelamento do fenômeno aqui investigado: (a) um primeiro modelo que considera a plataforma de pesagem completamente rígida, ou seja, sem considerações da sua deformação nem dinâmica associada à plataforma ou interação com o veículo (Modelo Plataforma Rígida, MPR), (b) um segundo modelo onde considerou-se a dinâmica da plataforma considerando-se alguns modos de vibração com os amortecimentos associados, nos resultados de leitura das forças medidas (Modelo Plataforma Flexível, MPF).

Para o modelo MPR é utilizado as forças de reação do veículo com o solo nos trechos da plataforma utilizando as modelagens de veículo, degrau e pista descritas nas seções 5.1, 5.2 e 5.3. Já para o MPF, essas forças servem de entrada do modelo de viga de Euler-Bernoulli modelada em elementos finitos, conforme descrito na seção 3.3.1, considerando a área de contato do pneu.

5.4.1 Considerações sobre área de contato do pneu

Cada pneu é simulado como um trem de cargas (Figura 5.4) com comprimento (L_c) referente ao comprimento de contato dele com o solo considerado constante em função do raio do pneu (40% do raio do pneu), valores condizentes com Castro, 2013. A força exercida pelo pneu (F_{pneu}) é dividida pelo número total de cargas discretas do trem de cargas (N) usado. Neste trabalho foi usada uma discretização da área de contato do pneu com 100 partes e que se mostrou adequado para representar este contato. Portanto, o peso do pneu é transmitido para a plataforma somente se sua posição atual no eixo do movimento do veículo esteja dentro

da plataforma, ou seja, cada elemento do trem de cargas (p_i) que tiver uma posição maior do que zero em relação ao início da plataforma e menor que o comprimento da plataforma L será considerado. Para o pneu traseiro foi utilizado o mesmo critério descontando a distância entre eixo da posição x atual do pneu.

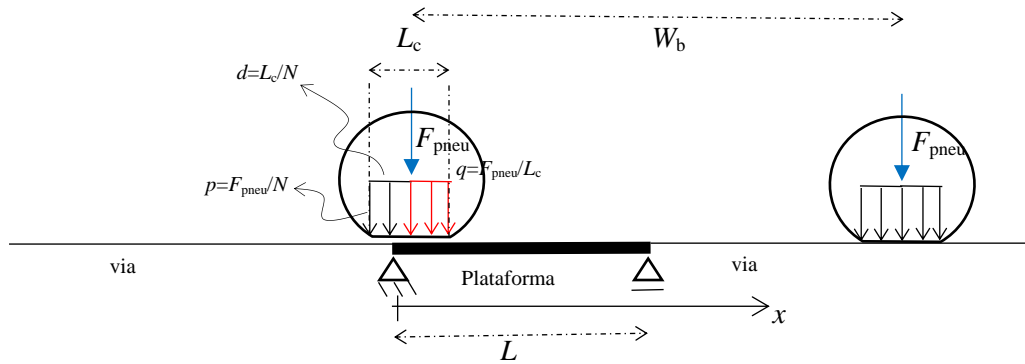


Figura 5.4 –Representação da área de contato do pneu por trem de cargas equivalente (em vermelho cargas que efetivamente atuam sobre a plataforma de pesagem).

Desta forma, a carga do pneu fica definida como:

$$F_{pneu} = \sum_{i=1}^N p_i U_i = q \times L_c \quad (5.27)$$

onde p_i representa cada um dos elementos de carga do trem de cargas, U_i representa uma função que levará em conta os elementos de cargas que efetivamente estejam sobre a plataforma de pesagem, q é a carga uniforme distribuída equivalente,

$$U_i = f(t, v, L) = \delta[x - v(t - t_i)] \cdot [\text{H}(t - t_i) - \text{H}(t - t_i - \frac{L}{v})] \quad (5.28)$$

onde δ representa a função delta de Dirac, H representa a função Heaveside, $\text{H}(x)=0$ se $x<0$ e $\text{H}(x)=1$ se $x\geq 0$, t_i é o tempo de chegada do elemento de carga p_i em cima da plataforma. O termo $\text{H}(t - t_i)$ ativa o trem de carga quando ele entra na plataforma e o termo $\text{H}(t - t_i - L/v)$ desativa o trem de carga quando ele sai da plataforma.

5.4.2 Obtenção da Carga sobre a plataforma a partir de leituras de deformação

A plataforma de carga receberá cargas originadas pelo peso da roda. É necessário obter as equações que relacionam a carga que se encontra sobre a plataforma com as leituras de deformação obtidas por um sistema de Ponte de Wheatstone com *strain gages* instalados no meio do vão. Considere então a plataforma como viga simples apoiada com um elemento de carga sobre a mesma (Figura 5.5):

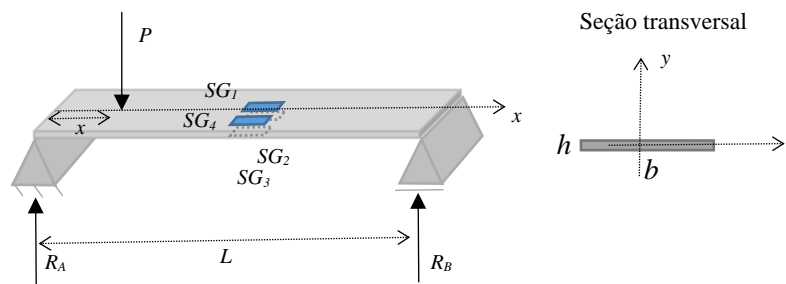


Figura 5.5 – Representação dos *strain gages* instalados em ponte completa no meio do vão da plataforma de pesagem.

Considerando uma ponte completa de *strain gages* instalada no meio do vão, dois *strain gages* na seção superior e dois na seção inferior. As reações da viga para a carga P situada a uma distância x pode ser facilmente calcula pelas equações de equilíbrio e valem: $R_A = P(1 - x / L)$ e $R_B = Px / L$. O momento M no meio do vão para a carga P situada a uma distância x do início pode ser também obtida como:

$$M = R_B \frac{L}{2} = \frac{Px}{L} \frac{L}{2} = \frac{Px}{2} \quad (5.29)$$

Para uma seção transversal simplificada como retangular de base b e altura h o momento de inércia vale $I_z = bh^3 / 12$ e a deformação no meio do vão da viga e na superfície externa, valerá:

$$\varepsilon_{x=L/2} = \frac{M(h/2)}{I_z E} = \frac{3Px}{bh^2 E} \quad (5.30)$$

Para o caso de ponte completa, temos:

$$\frac{\Delta E}{V} = \frac{k}{4}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2 - \varepsilon_3 + \varepsilon_4) = k \varepsilon_{x=L/2} \quad (5.31)$$

A tensão elétrica de saída após amplificação com ganho A será:

$$\Delta E^* = A\Delta E = AVk\varepsilon_{x=L/2} \quad (5.32)$$

O peso do veículo então será dado pela multiplicação do valor de tensão amplificada medida pela ponte de Wheatstone e um fator de calibração:

$$Peso = \Delta E^* f_c g \quad (5.33)$$

o fator f_c é obtido experimentalmente a partir da medição da tensão amplificada (ΔE^*) e a carga por roda conhecida de antemão (peso estático) ou valor de peso por roda de referência, g é aceleração da gravidade considerada igual a $9,81\text{m/s}^2$. O fator de calibração é obtido para cada modelo em uma condição de passagem do veículo sobre a plataforma com velocidade muito baixa (condição quase estática).

Neste trabalho, utilizou-se a largura, comprimento e espessura da plataforma de acordo com a informações da portaria de aprovação do equipamento de pesagem (1000 mm x 500 mm x 25 mm), conforme Anexo II. O módulo de Elasticidade adotado par a plataforma foi de $E = 2,1 \times 10^{11} Pa$, o coeficiente de Poisson $\nu = 0,3$, a densidade $\rho = 7700 kg / m^3$. O *gage factor* do *strain gage* k de 2,1 e ganho A de 1000.

5.5 Validação do modelo utilizado com um modelo de viga simples sujeita a uma carga e/ou massa-mola móvel.

Neste item tomou-se o exemplo 5.7 do livro do Yang et al., 2004, para a verificação numérica do modelo aqui desenvolvido para o caso de uma carga em movimento sobre uma viga simplesmente apoiada. Como mostrado na Figura 5.6, a viga em um comprimento de $L=25$ m e está sujeita a um sistema massa-mola que se move com velocidade v . Os seguintes dados são utilizados neste exemplo: Módulo de Young $E = 2,87$ GPa, Coeficiente de Poisson $\nu=0,2$ momento de inércia em torno do eixo z de $I_z=2,90$ m⁴, massa por unidade de comprimento de $m=2303$ kg/m, a massa suspensa $M_v = 5750$ kg, e rigidez da suspensão de $k_v = 1595$ kN/m e velocidade de passagem de 100 km/h (27,77 m/s). A primeira frequência natural da viga é de $f_1 = 4,67$ Hz. Este exemplo foi comparado com o modelo analítico e um

modelo de força apenas sobre a viga além do modelo com o sistema massa-mola percorrendo a viga.

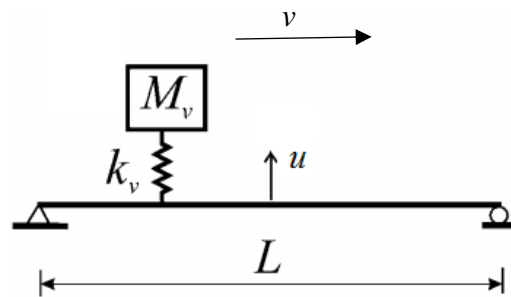


Figura 5.6 – Viga simplesmente apoiada percorrida por um sistema massa-mola com velocidade v .

Fonte: Adaptado de Yang, et al. (2004).

Nas Figuras 5.7 e 5.8 pode-se perceber que o modelo aqui desenvolvido (simulado como força concentrada em movimento, sem a suspensão do veículo modelada e sem rugosidade da pista) fornece resultados idênticos aos do Yang et al., 2004, com valor de flecha no meio do vão máximo próximo de 2,41 mm no instante de 0,38 s.

Nas Figuras 5.9 e 5.10, mostra-se um comparativo das acelerações medidas no meio do vão para a mesma condição de carregamento e velocidade entre o modelo apresentado em Yang et al., 2004 e o modelo aqui desenvolvido. Novamente percebe-se os valores de aceleração oscilantes de magnitudes muito próximas, em torno de $0,3 \text{ m/s}^2$.

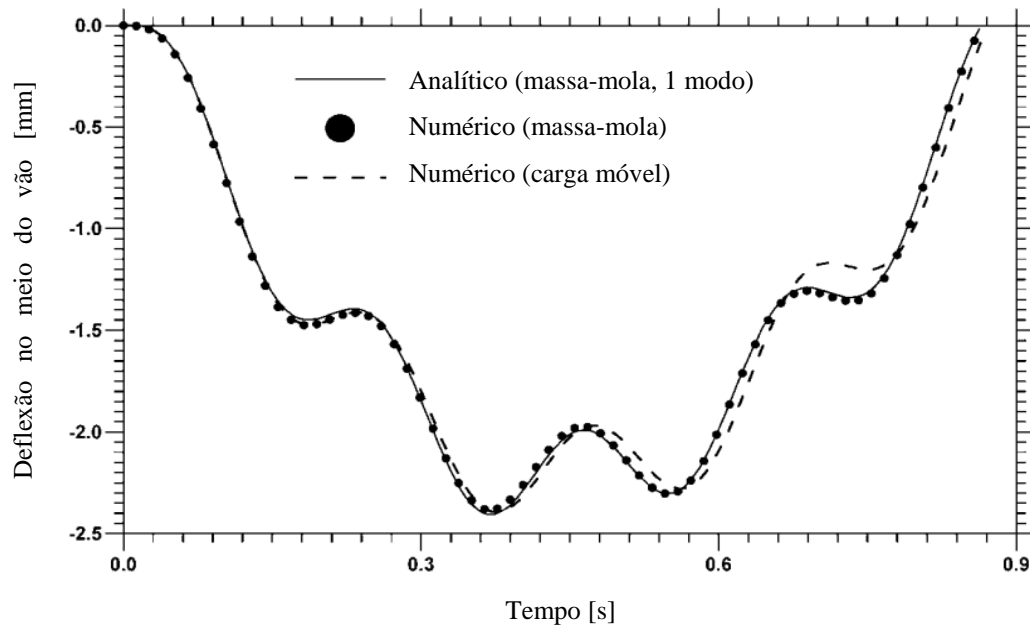


Figura 5.7 – Deflexão no meio do vão da viga ao longo do tempo para os três modelos de carregamento apresentados em Yang, et al. (2004).

Fonte: Adaptado de Yang, et al. (2004).

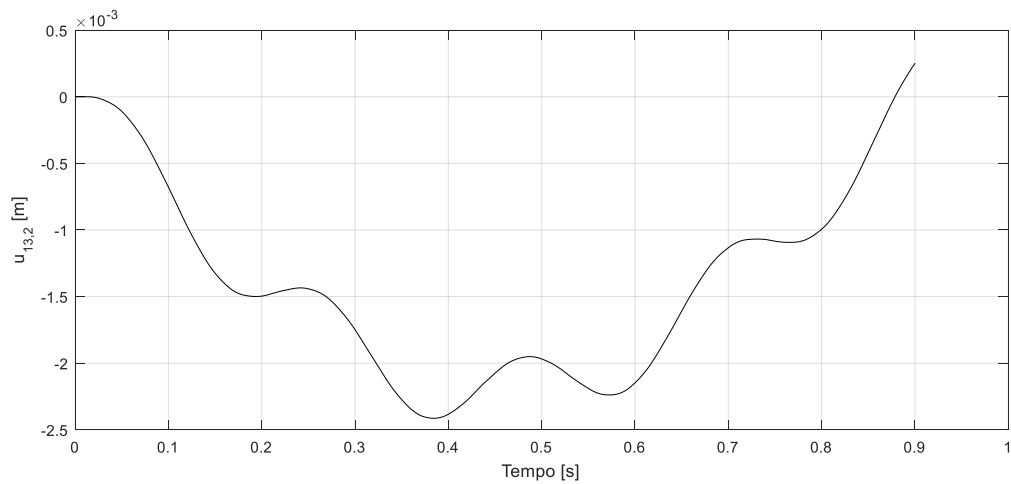


Figura 5.8 – Deflexão no meio do vão da viga ao longo do tempo para o modelo proposto.

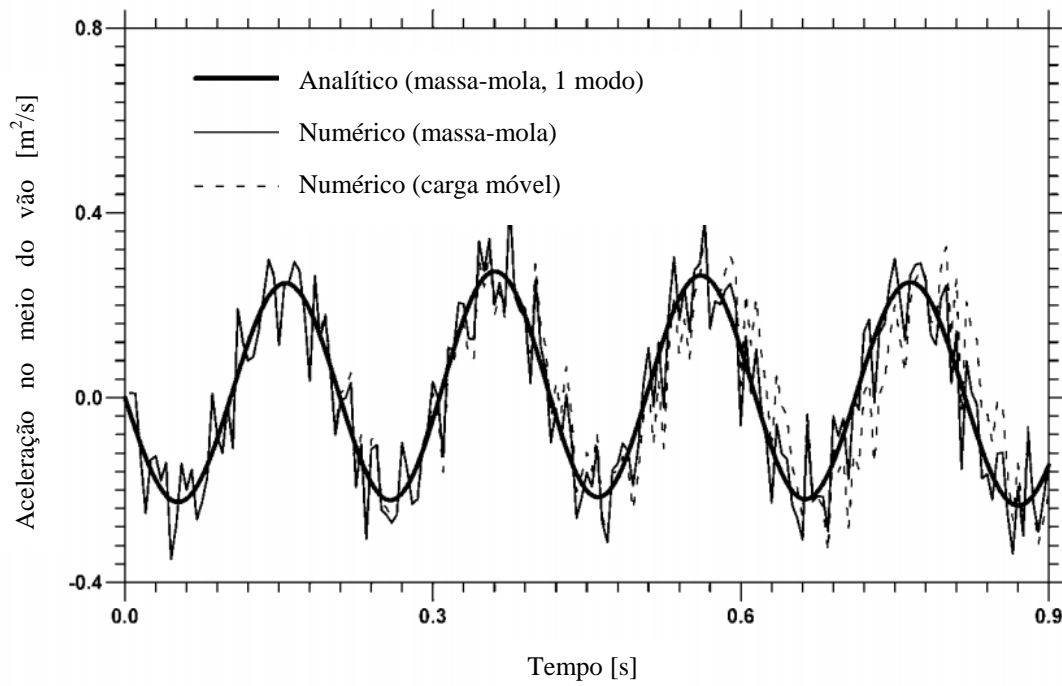


Figura 5.9 – Aceleração no meio do vão da viga ao longo do tempo para os três modelos de carregamento apresentados em Yang, et al. (2004).

Fonte: Adaptado de Yang, et al. (2004).

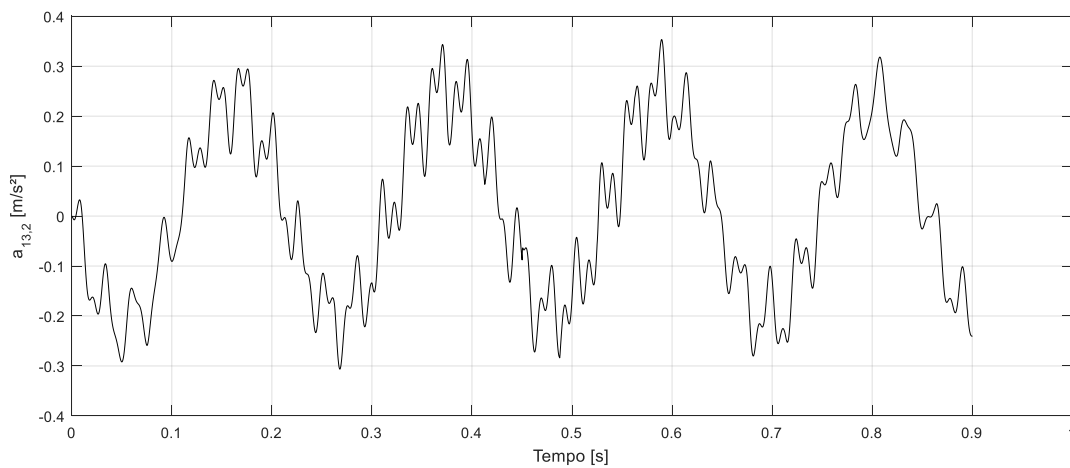


Figura 5.10 – Aceleração no meio do vão da viga ao longo do tempo para o modelo proposto.

5.6 Exemplos de análises do modelo rígido e flexível da plataforma de pesagem com os veículos simulados.

A seguir são apresentados exemplos dos modelos MPR e MPF simulados para uma velocidade de 40 km/h, rugosidade da pista de classe B, com altura do degrau de + 4 mm e para ambos tipos de veículos (a) e (b).

A Figura 5.11 mostra o perfil da pista aleatório gerado de via classe B para as quatro rodas do veículo, podem-se observar a independência das trilhas da direita e da esquerda e o degrau entre a pista e a plataforma. Este perfil é utilizado para ambos os modelos de plataforma (MPR e MPF).

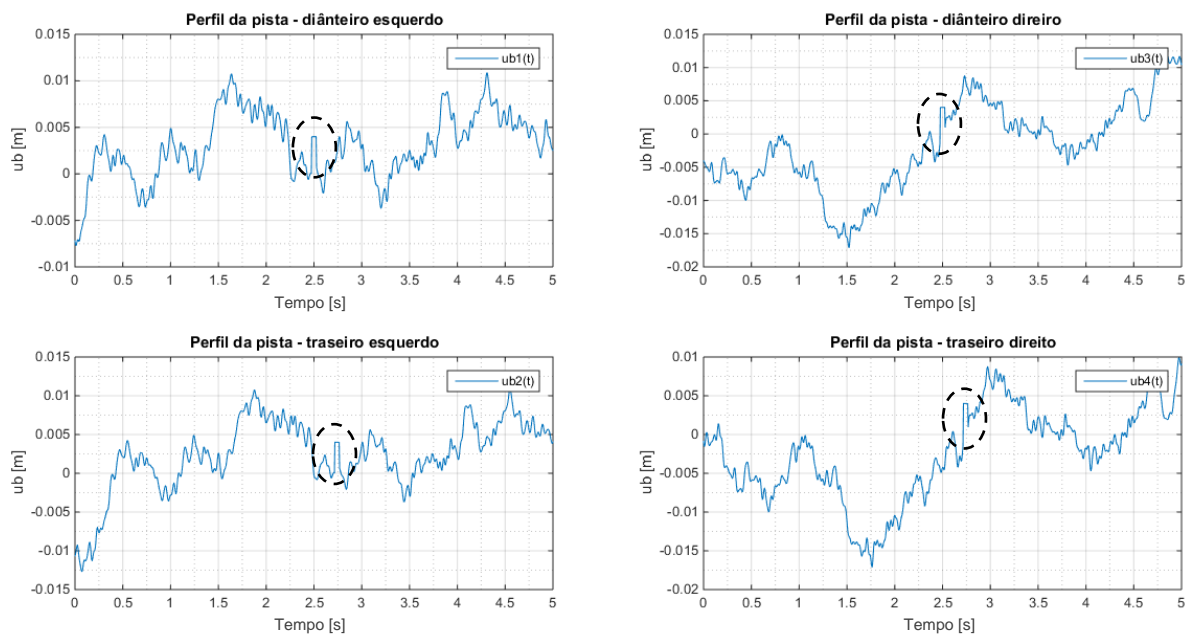


Figura 5.11 – Exemplo de perfil gerado de pista classe B com degrau (circulando a posição do degrau da plataforma).

As Figuras 5.12 e 5.13 apresentam as forças de reação na pista de pesagem mostrada anteriormente dos pneus para ambos os veículos simulados, (a) e (b) respectivamente. É possível notar alguns picos de força nos instantes em que o veículo passa na plataforma de pesagem devido ao desnível entre a pista e a plataforma.

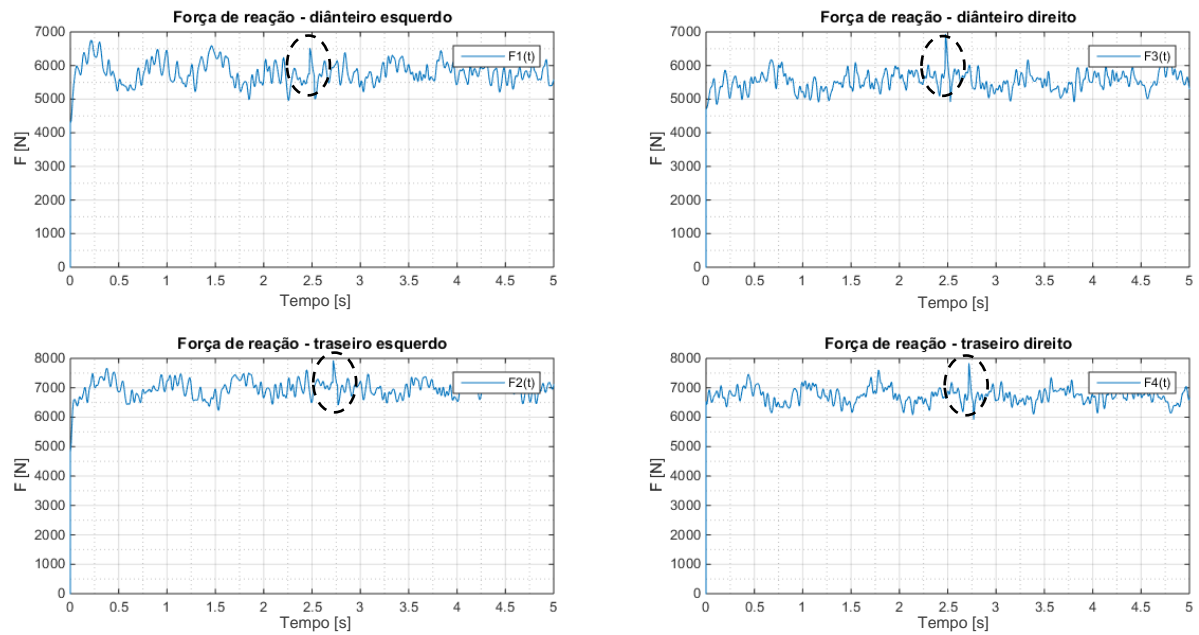


Figura 5.12 – Forças de reação dos pneus do veículo tipo (a) na pista gerada (circulando o pico de força ao passar pela plataforma).

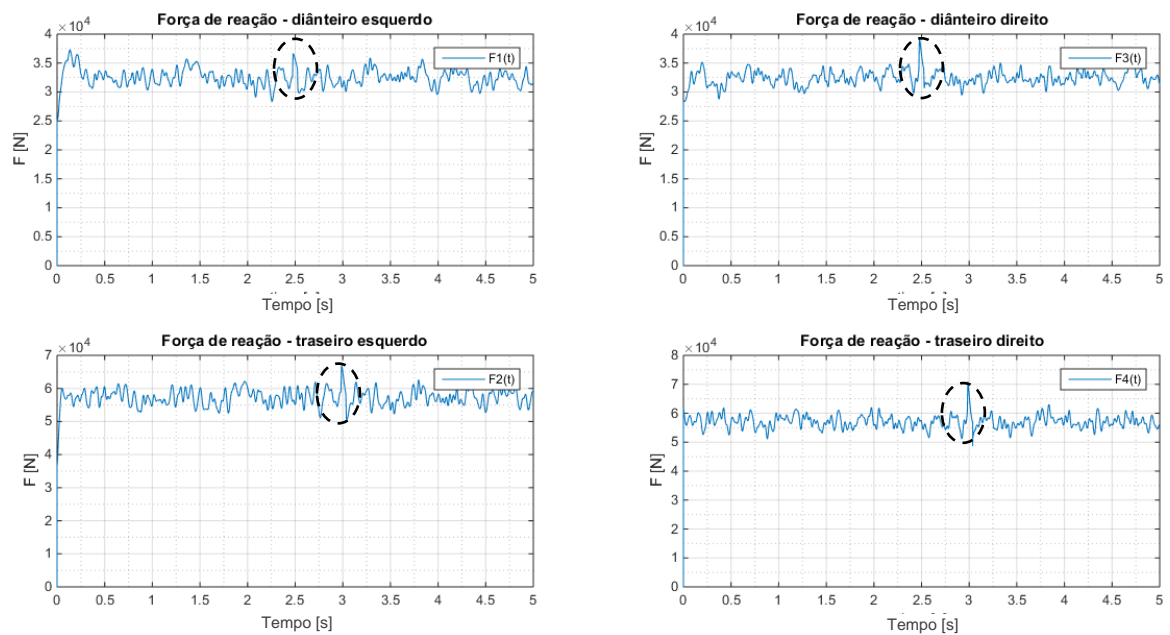


Figura 5.13 – Forças de reação dos pneus do veículo tipo (b) na pista gerada (circulando o pico de força ao passar pela plataforma).

Na Figura 5.14 têm-se o detalhe dos sinais obtidos nos instantes em que o veículo (a) passa na plataforma de pesagem para o MPR. Já a Figura 5.15 representa os sinais do veículo tipo (b) para esse modelo rígido.

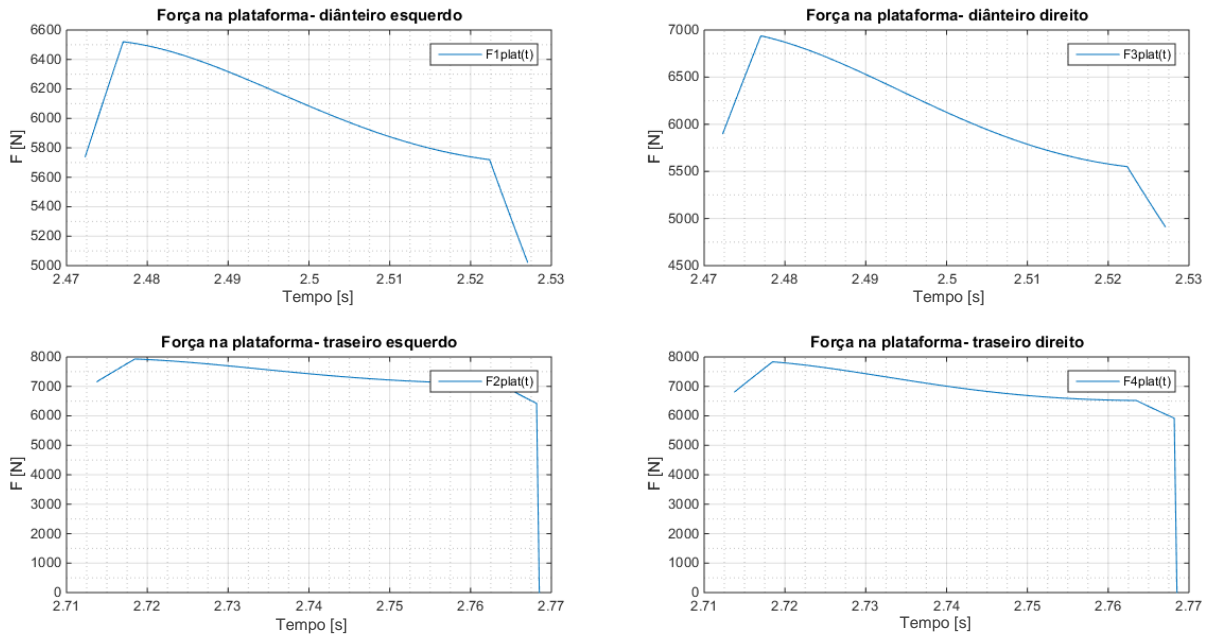


Figura 5.14 – Forças na plataforma do veículo tipo (a) no modelo Plataforma Rígida

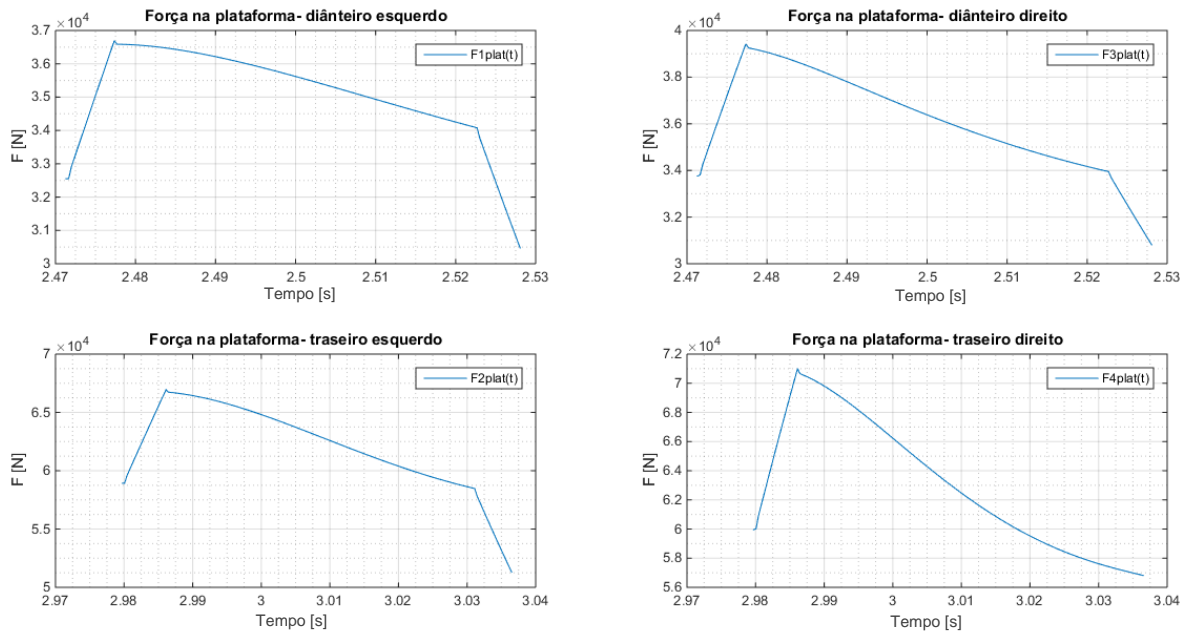


Figura 5.15 – Forças na plataforma do veículo tipo (b) no Modelo Plataforma Rígida

Para o modelo de plataforma flexível foram considerados no modelo os 10 primeiros modos de vibração da viga, sendo todos eles de flexão. A Tabela 5.4 apresenta as frequências naturais em ordem crescente obtidos pela resolução do problema de autovalores (frequências naturais) e autovetores (modos de vibração) associados da mesma forma similar que para obtenção das frequências naturais dos veículos modelados. Todos os valores foram a partir de 236,56 Hz e não provocam ressonância com as frequências dos veículos que são na faixa de 1 a 14 Hz.

Tabela 5.4 - Frequências naturais da plataforma modelada.

Frequências Naturais da Plataforma (Hz)									
Modo1	Modo2	Modo3	Modo4	Modo5	Modo6	Modo7	Modo8	Modo9	Modo10
236,56	943,36	2111,84	2611,63	3728,27	5774,35	7846,09	8228,14	11065,0	13114,2

Neste trabalho foi considerado para a plataforma de pesagem uma quantidade de 10 modos de vibração nas análises e para isto foram estimadas razões de amortecimento da ordem de 0,05 em cada modo, considerando assim os modos de vibração à flexão. Este valor se mostrou adequado em função de que os sinais experimentais obtidos na plataforma não apresentaram oscilações relevantes.

A Figura 5.16 mostra os deslocamentos no meio do vão da plataforma do modelo MPF para pneu dianteiro para veículo (a). Na Figura 5.17 está o deslocamento não meio do vão para o veículo (b). Pode-se notar que para o veículo (b) os deslocamentos têm maior amplitude como é esperado, pois possui PBT maior que o veículo (a).

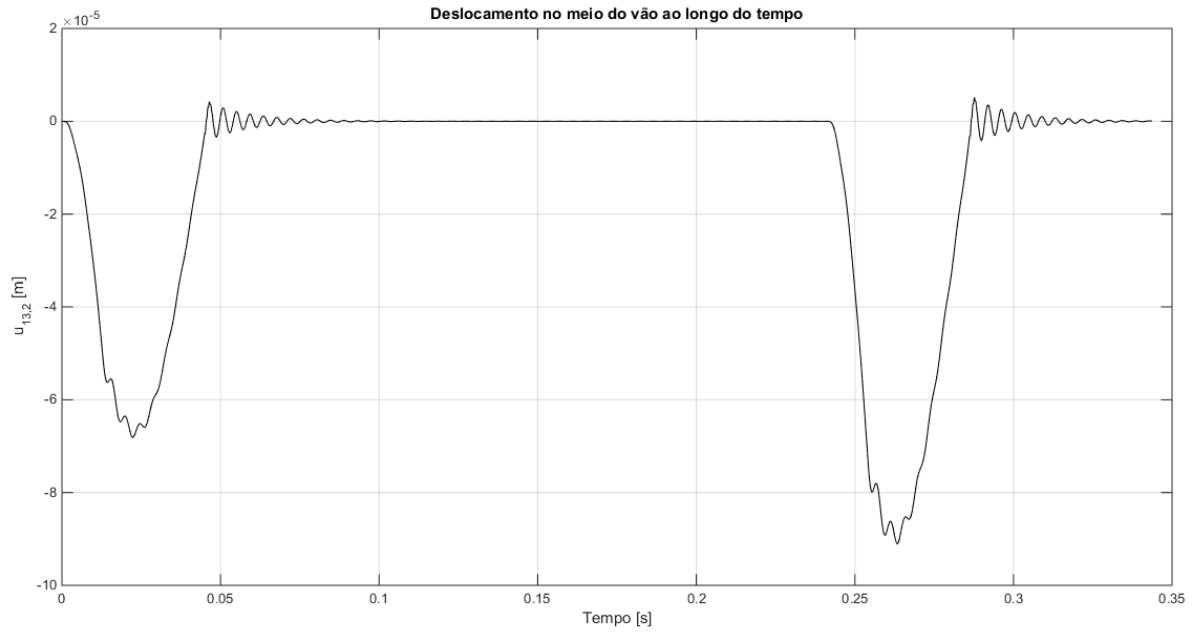


Figura 5.16 – Deslocamento no meio do vão em função do tempo para o veículo tipo (a).

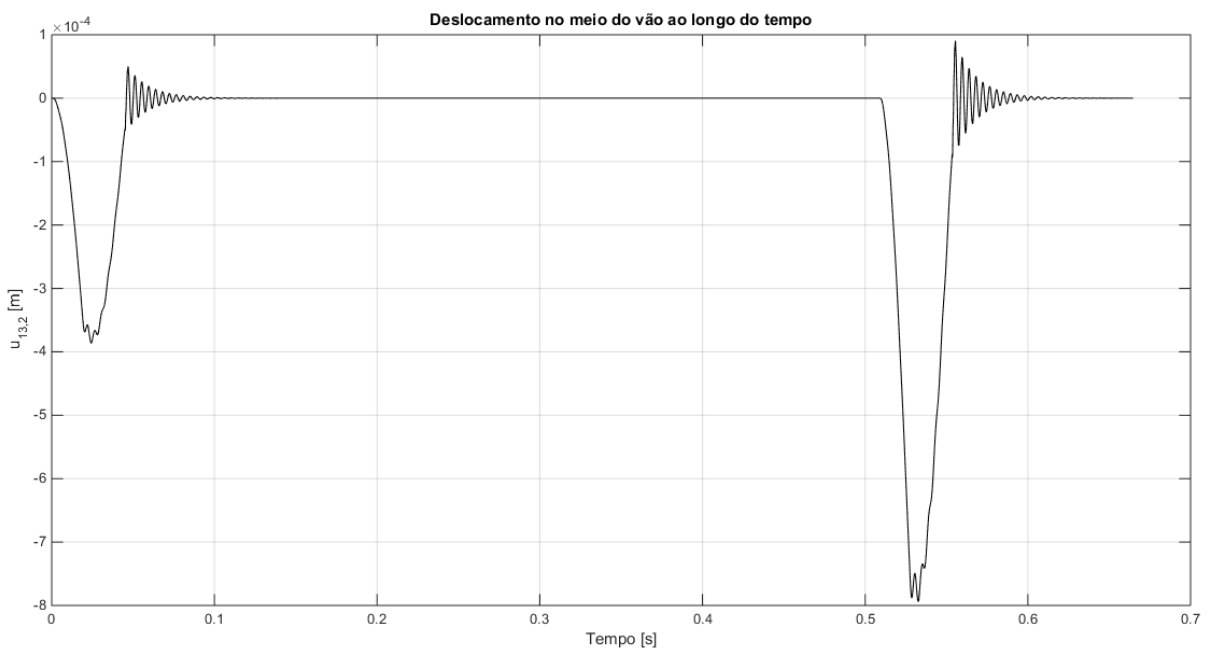


Figura 5.17 – Deslocamento no meio do vão em função do tempo para o veículo tipo (b).

As Figuras 5.18 e 5.19 apresentam o gráfico do momento fletor no meio do vão em função do tempo do MPF, para os veículos (a) e (b) respectivamente. O valor do momento é utilizado para determinar a tensão elétrica de saída do *strain gage* instalado na plataforma conforme descrito na seção 5.4.2.

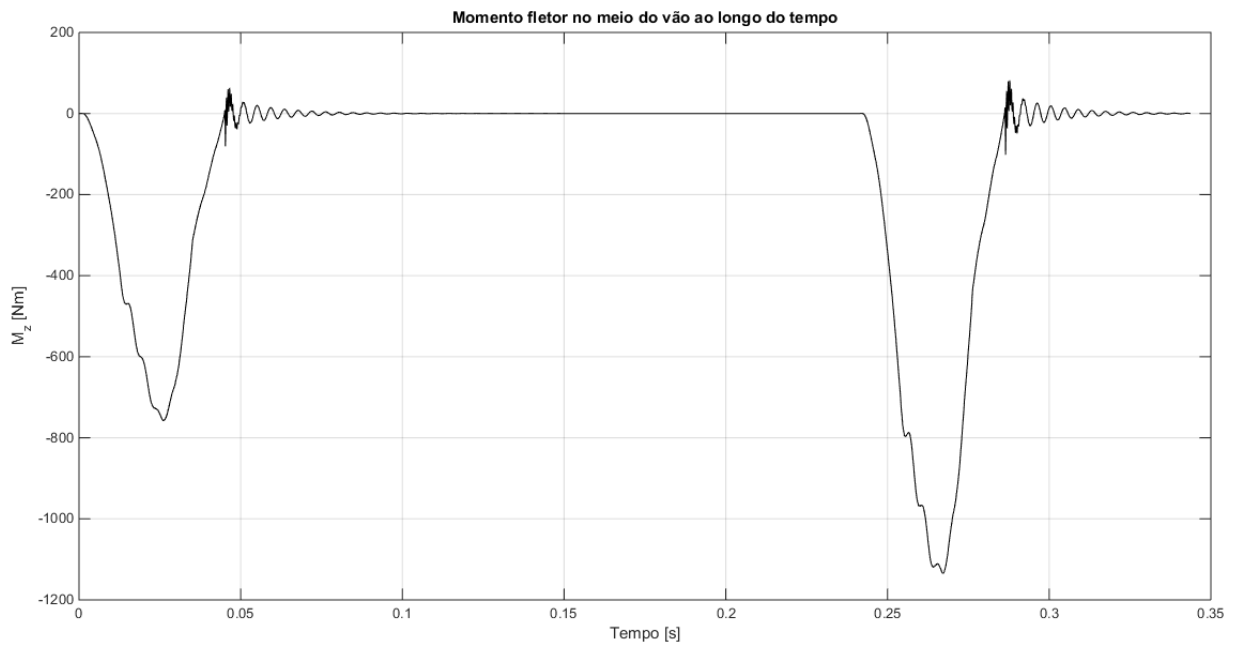


Figura 5.18 – Momento fletor no meio do vão em função do tempo para o veículo tipo (a).

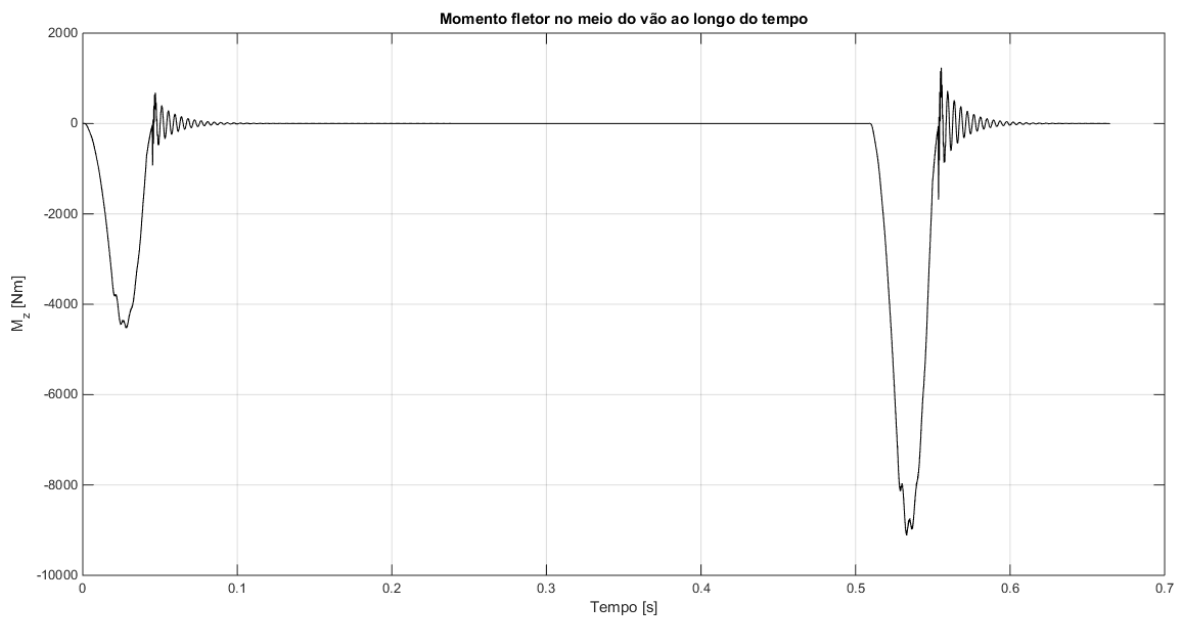


Figura 5.19 – Momento fletor no meio do vão em função do tempo para o veículo tipo (b).

A Figura 5.20 mostra o gráfico de tensão elétrica em função do tempo do *strain gage* para o veículo tipo (a) do MPF. Na Figura 5.21 está o sinal de tensão elétrica em função do tempo para o veículo (b).

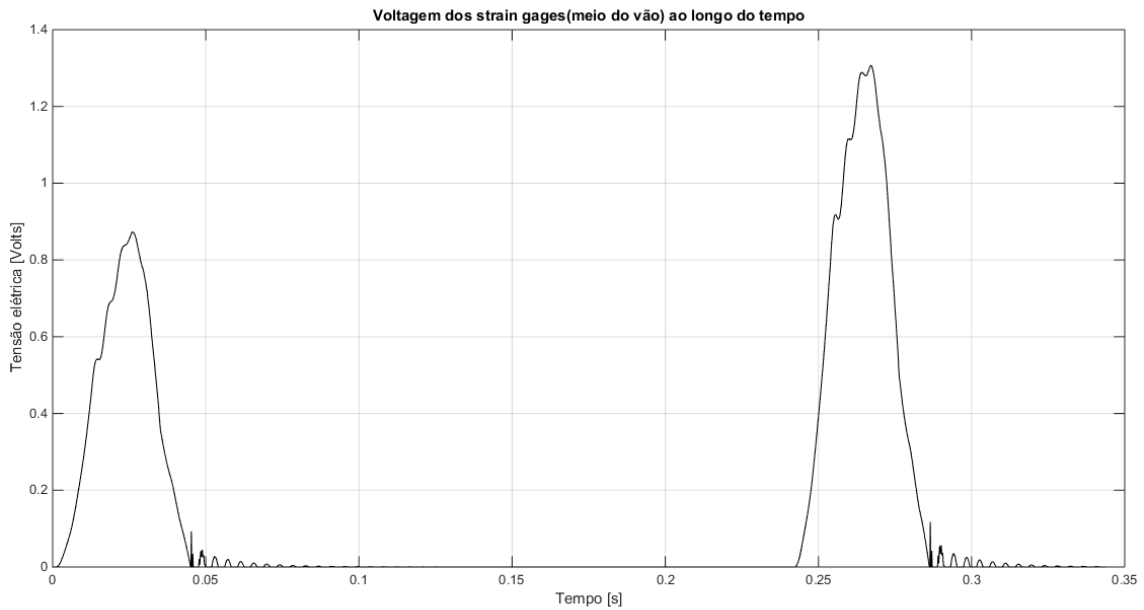


Figura 5.20 – Tensão elétrica em função do tempo para o veículo tipo (a).

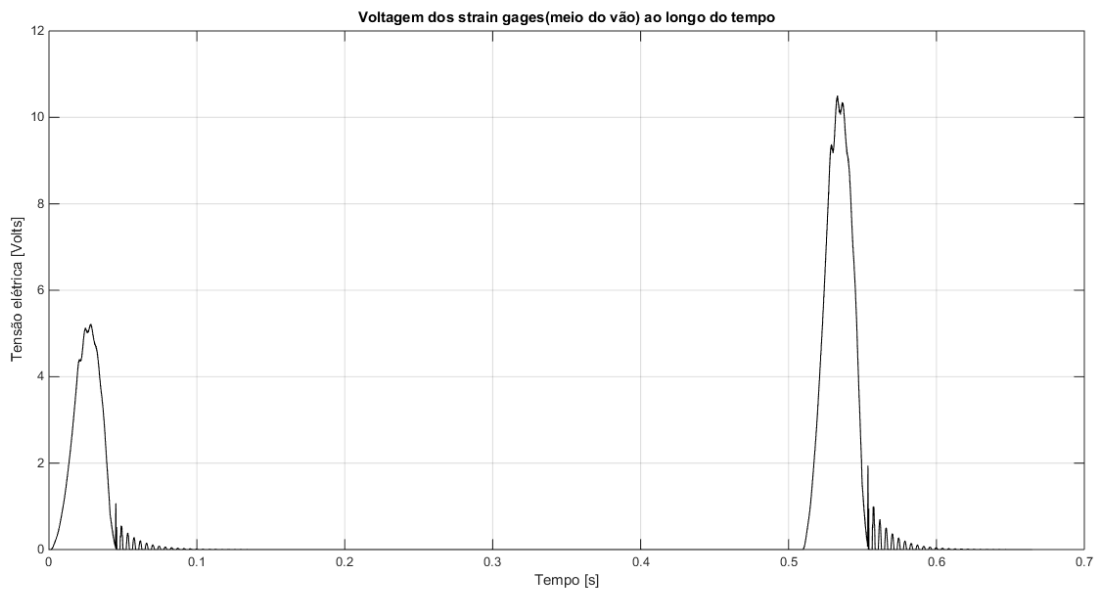


Figura 5.21 – Tensão elétrica em função do tempo para o veículo tipo (b).

As figuras 5.22 e 5.23 mostram os sinais de força na plataforma da trilha esquerda e da direita do MPF para o veículo (a) e (b) respectivamente. Nesta velocidade (40 km/h) é possível observar uma pequena vibração após o pneu sair da plataforma, mas a vibração do primeiro pneu não chega a interferir significativamente na medição do respectivo pneu traseiro. Percebe-se que na medição experimental feita à baixa velocidade (2 a 5 km/h) este

efeito da vibração da plataforma não foi evidenciado pelos sinais medidos. Em casos de velocidades de passagem superiores, há um aumento da vibração que pode interferir na medição das forças dos respectivos pneus traseiros e esse efeito está sendo capturado pelo modelo.

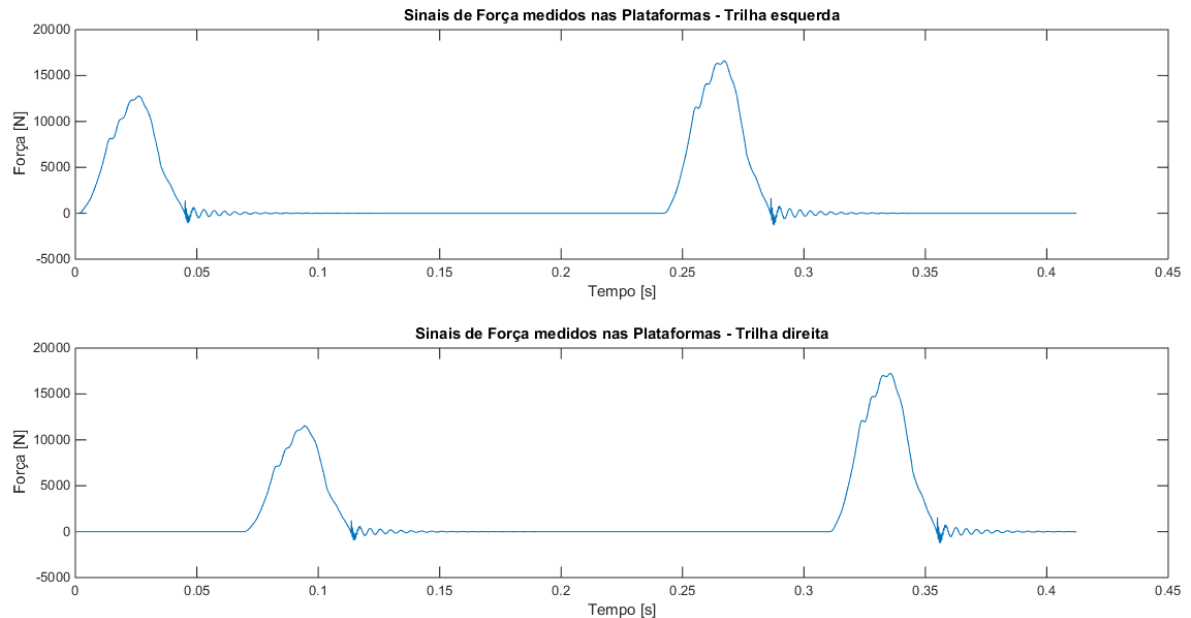


Figura 5.22 – Sinais de força nas plataformas para o veículo (a).

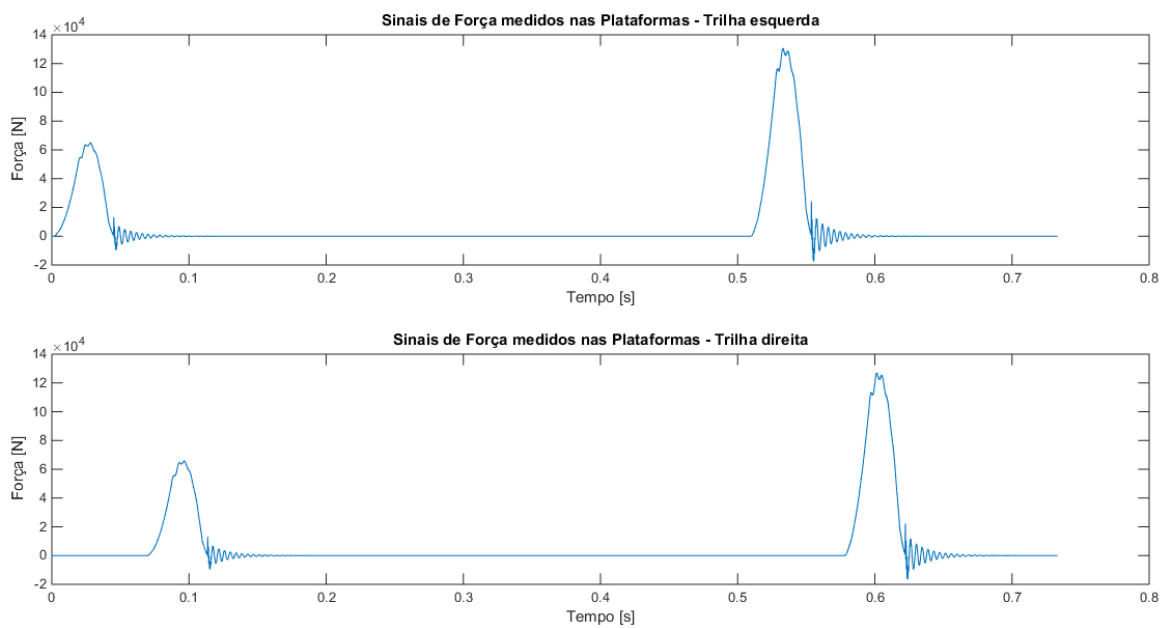


Figura 5.23 – Sinais de força nas plataformas para o veículo (b).

Nas figuras 5.24 e 5.25 estão detalhando os sinais de força na plataforma para os veículos (a) e (b) respectivamente, caso tivesse considerado o contato do pneu como pontual. Verifica-se que os gráficos aproximam ao formato triangular, em uma situação quase estática tenderiam ao formato triangular (idealizado) o que não é condizente com as medições experimentais.

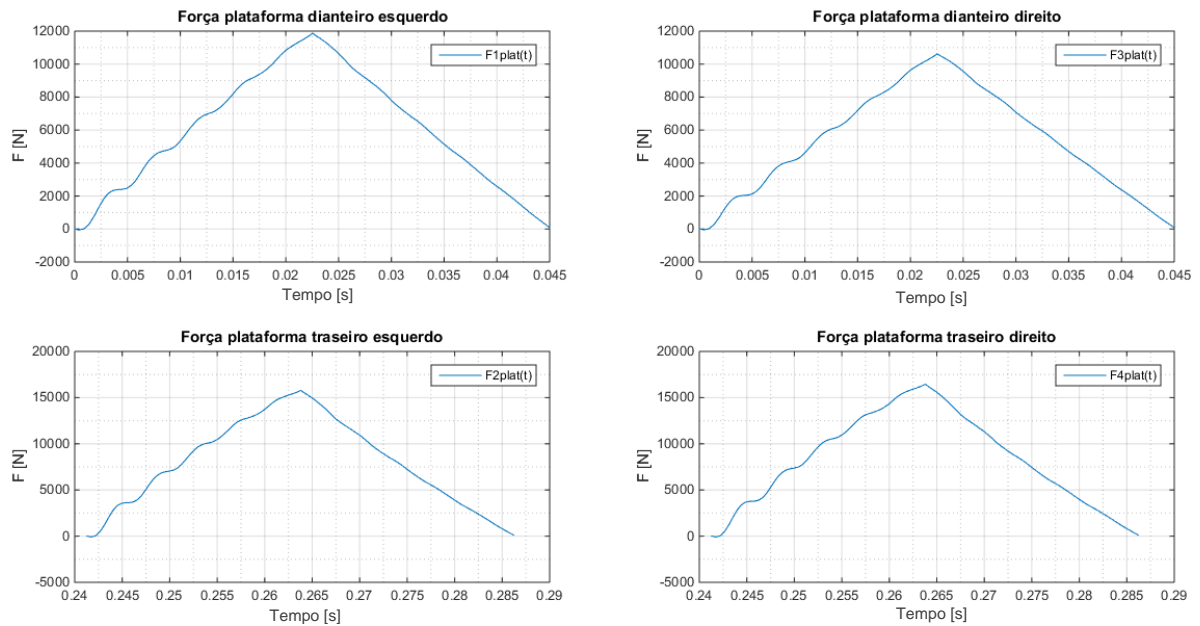


Figura 5.24 – Forças na plataforma flexível em função do tempo para o veículo tipo (a) considerando carga pontual.

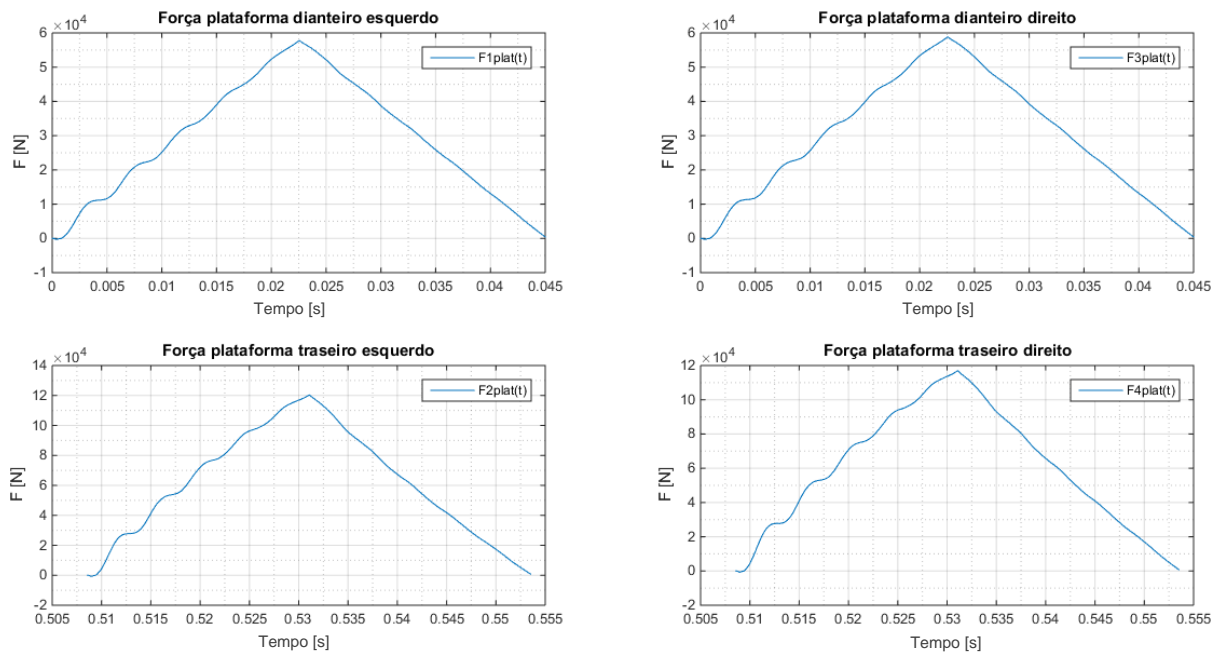


Figura 5.25 – Forças na plataforma flexível em função do tempo para o veículo tipo (b) considerando carga pontual.

Nas Figuras 5.26 e 5.27 são apresentados os gráficos de força na plataforma do MPF com a área de contato dos pneus modelado como um comprimento de contato de acordo com o descrito na seção 5.4.3 para os veículos tipo (a) e (b), respectivamente. Podem-se perceber algumas oscilações devido ao efeito dinâmico da plataforma na velocidade simulada (40 km/h) e o formato de onda mais arredondado próximo da forma de onda experimental. Isto mostra a importância da consideração da área de contato para esse modelo.

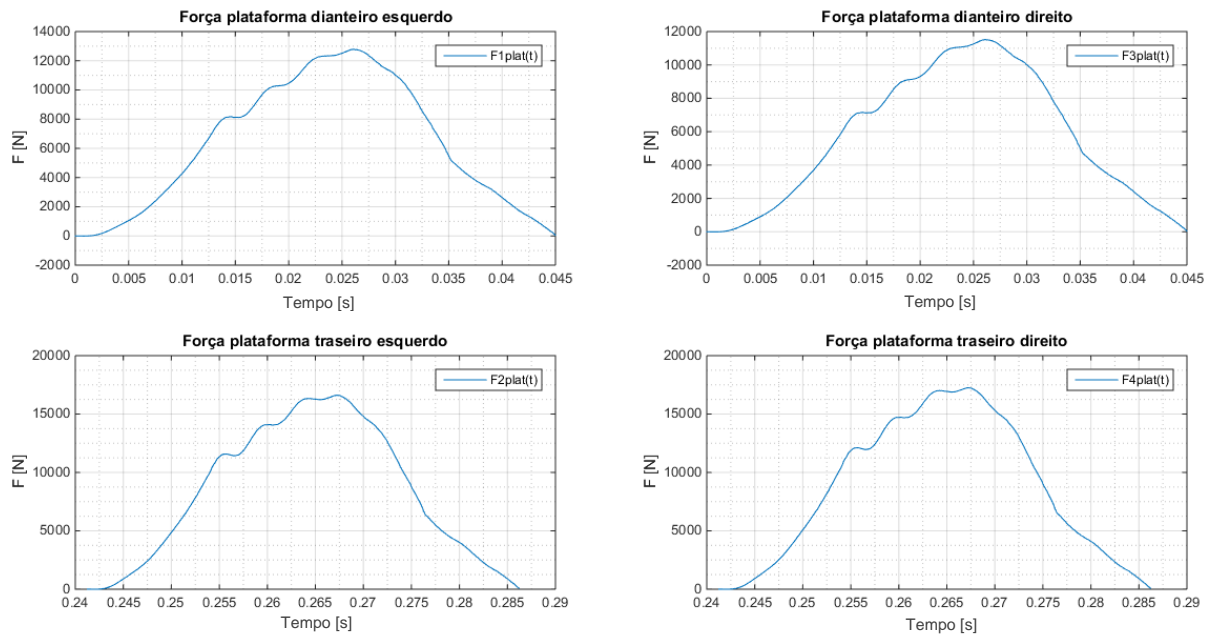


Figura 5.26– Forças na plataforma flexível em função do tempo para o veículo tipo (a) considerando a área de contato.

Os sinais considerando a área de contato foram utilizados como entrada para as simulações do MPF para comparar com o MPR em diversas velocidades, altura do desnível entre pista e plataforma, classe da pista e tipos de veículo. Os resultados desses testes serão apresentados no capítulo a seguir.

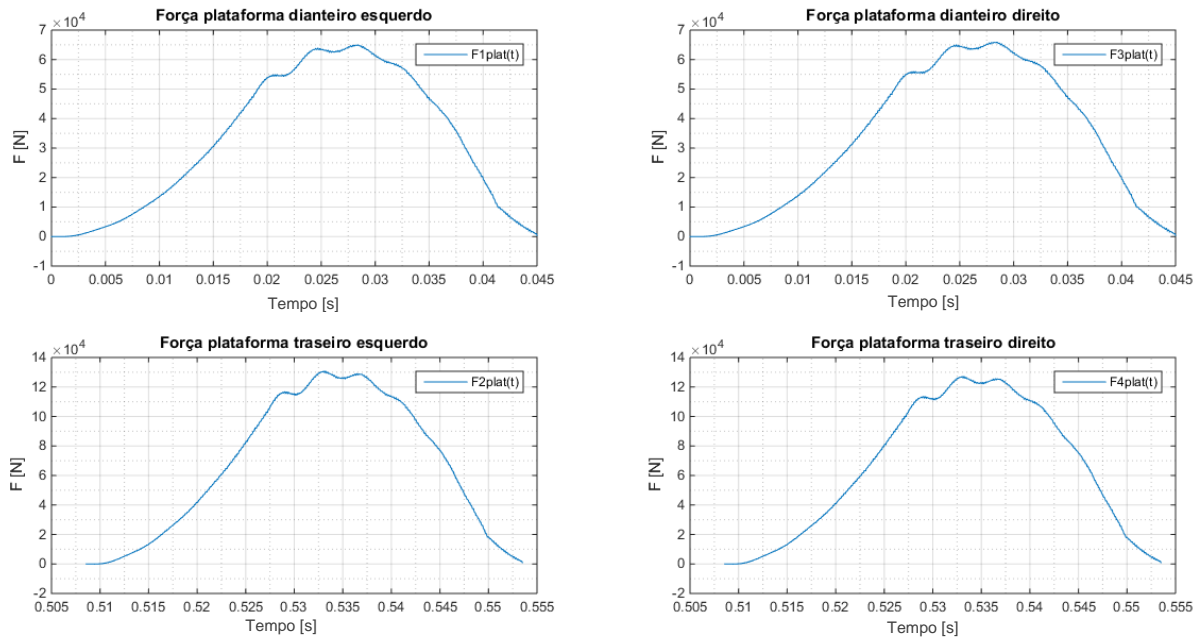


Figura 5.27– Forças na plataforma flexível em função do tempo para o veículo tipo (b) considerando a área de contato.

6 RESULTADOS

Com o fim de representar uma situação real para avaliar a precisão do sistema WIM, várias simulações foram realizadas usando diferentes rugosidades da pista de rolamento, velocidades de passagem, alturas do degrau entre a plataforma de pesagem e a pista, e ainda, dois tipos de veículos com diferentes suspensões para o MPR e para o MPF.

Estas simulações foram feitas com o intuito de capturar as principais características de um sistema de pesagem simulado sob diversas condições. Para uma combinação definida de parâmetros, os testes consistiram em 100 simulações que representam a variabilidade real do sistema de medição e usando a Equação 6.1 para avaliar a precisão do sistema. A geração aleatória de rugosidade e parâmetros permitiram a variabilidade entre simulações.

A acurácia do sistema foi avaliada através do erro relativo segundo a COST323 (Jacob et al., 2002): o erro $e_{i\%}$ para cada entidade (PBT, eixo isolado, grupo de eixos e eixos de um grupo) o erro relativo individual em relação à carga estática (peso) ou valores tomados como referência, são calculados pela Equação 6.1:

$$e_{i\%} = \frac{(Wd_i - Ws_i)}{Ws_i} \times 100 \quad [\%] \quad (6.1)$$

onde Wd_i e Ws_i são os valores medidos em movimento e o valor estático (de referência), respectivamente.

Após as simulações numéricas, o erro médio, o desvio-padrão, o erro máximo e o erro *RMS* são avaliados para o peso por eixo e para o PBT em cada tipo de veículo para o MPR e MPF. No caso do peso por eixo, é apresentado o valor do erro relativo médio dos dois eixos.

6.1 Simulações realizadas com o Modelo Plataforma Rígida

6.1.1 Efeito da altura do degrau

Neste teste, variou-se a altura do degrau de - 8 mm a + 8 mm para velocidade de veículo constante de 40 km/h e classe de pista B que são valores usuais de desnível e de rugosidade de pistas pavimentadas próximas ao sistema de pesagem. Os dois tipos de veículos foram testados. As Tabelas 6.1 e 6.2 mostram os valores numéricos obtidos neste teste para o tipo de veículo (a) e para o tipo de veículo (b), respectivamente.

Tabela 6.1- Valores dos erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da altura do degrau para o tipo de veículo (a).

Degrau	Peso Bruto Total				Peso por Eixo			
	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio- Padrão	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio- Padrão
-8mm	-9,89%	11,35%	-22,77%	5,59%	-10,04%	11,52%	-23,16%	5,67%
-4mm	-5,31%	7,82%	-22,04%	5,77%	-5,39%	7,94%	-22,33%	5,85%
-2mm	-2,42%	7,66%	-20,71%	7,31%	-2,46%	7,78%	-21,04%	7,78%
2mm	3,28%	7,84%	17,82%	7,15%	3,33%	7,94%	18,01%	7,24%
4mm	5,02%	8,25%	23,05%	6,58%	5,09%	8,37%	23,46%	6,68%
8mm	10,16%	11,92%	23,42%	6,27%	10,32%	12,12%	23,86%	6,38%

Verificou-se que para ambos os tipos de veículos (a) e (b) a altura do degrau é um fator importante. É claro que para um grande fluxo de veículos medido por uma plataforma de carga, são esperadas variações de altura, principalmente para sistemas com baixa manutenção. Isso pode diminuir a precisão com o uso do sistema WIM.

Tabela 6.2- Valores dos erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da altura do degrau para o tipo de veículo (b).

Degrau	Peso Bruto Total				Peso por Eixo			
	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio- Padrão	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio- Padrão
-8mm	-10,90%	12,30%	-25,39%	5,74%	-11,09%	12,53%	-25,39%	5,85%
-4mm	-5,72%	9,31%	-19,49%	7,38%	-5,81%	9,44%	-20,00%	7,49%
-2mm	-2,47%	7,42%	-17,00%	7,03%	-2,49%	7,50%	-17,47%	7,11%
2mm	3,24%	7,78%	20,41%	7,11%	3,26%	7,88%	20,66%	7,21%
4mm	6,72%	9,84%	20,87%	7,22%	6,83%	9,96%	21,09%	7,29%
8mm	10,62%	12,52%	24,80%	6,67%	10,84%	12,76%	25,25%	6,76%

Para o erro médio de PBT, como indicado pela Figura 6.1, observou-se um comportamento linear semelhante para ambos os tipos de veículos que é função da altura do degrau. O erro médio de peso por eixo apresentou valores ligeiramente superiores, mas o comportamento linear global foi preservado (ver Figura 6.2). Para o tipo de veículo (a), observou-se um erro ligeiramente inferior ao do veículo tipo (b), especialmente para altura de ± 8 mm.

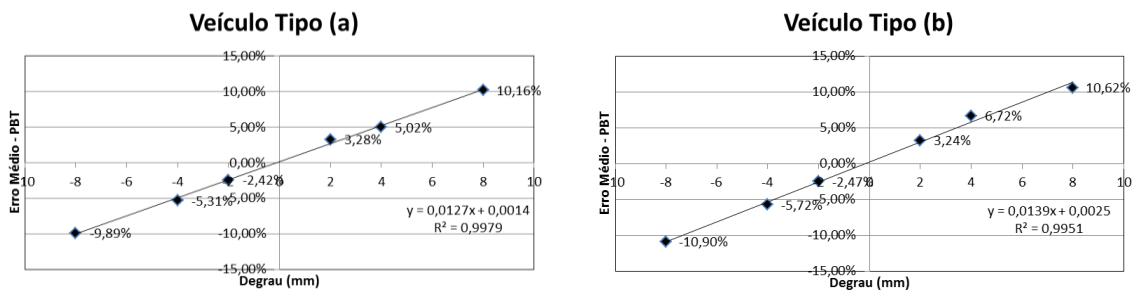


Figura 6.1 – Erro Médio–PBT × altura do degrau: veículo tipo (a) e veículo tipo (b)

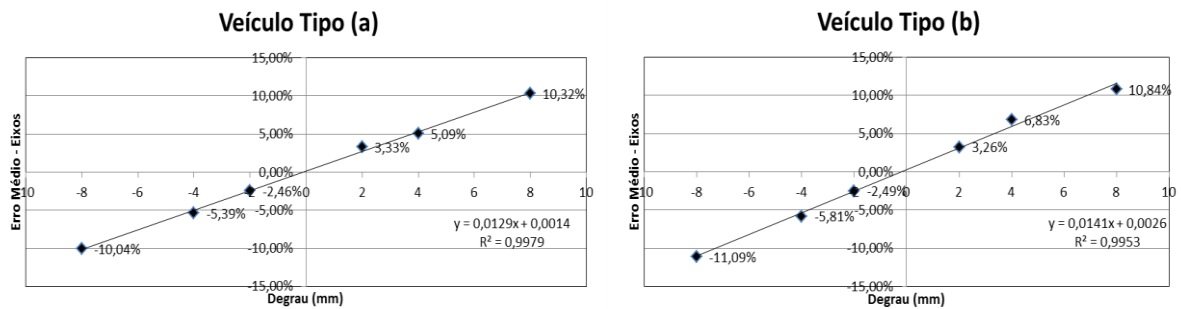


Figura 6.2 – Erro Médio por eixo × altura do degrau: veículo tipo(a) e tipo (b).

6.1.2 Efeito da velocidade do veículo

Este teste apresenta os resultados de erros de peso aferido no caso de variações de velocidade do veículo. Assumiu-se cinco velocidades de veículo diferentes de 10 km/h a 80 km/h. Foram fixadas a classe da estrada (classe B) e a altura do degrau em + 2 mm. As Tabelas 6.3 e 6.4 mostram os erros de peso para os veículos dos tipos (a) e (b), respectivamente.

Tabela 6.3- Valores dos erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da velocidade para o tipo de veículo (a)

Velocidade	Peso Bruto Total				Peso por Eixo			
	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio- Padrão	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio- Padrão
10 km/h	0,71%	2,73%	7,89%	2,65%	0,72%	2,74%	7,85%	2,65%
20 km/h	1,06%	3,95%	10,52%	3,82%	1,07%	3,98%	10,58%	3,98%
40 km/h	3,28%	7,84%	17,82%	7,15%	3,33%	7,94%	18,01%	7,24%
60 km/h	4,95%	9,75%	22,98%	8,44%	5,02%	8,55%	23,23%	8,55%
80 km/h	5,55%	12,74%	29,73%	11,52%	5,63%	12,91%	30,15%	11,67%

Tabela 6.4- Valores de erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da velocidade para o tipo de veículo (b)

Velocidade	Peso Bruto Total				Peso por Eixo			
	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio-Padrão	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio-Padrão
10 km/h	0,25%	0,70%	2,36%	0,66%	0,23%	0,68%	2,25%	0,64%
20 km/h	1,12%	3,06%	7,21%	2,86%	1,15%	3,15%	7,46%	2,95%
40 km/h	3,24%	7,78%	20,41%	7,11%	3,26%	7,88%	20,66%	7,21%
60 km/h	4,96%	10,91%	35,54%	9,77%	4,92%	10,87%	35,41%	9,74%
80 km/h	6,19%	13,93%	42,11%	12,54%	6,13%	13,82%	41,70%	12,45%

Pode-se notar que ambos os tipos de veículos (a) e (b) apresentaram para este intervalo de velocidade um bom ajuste linear para o erro RMS no PBT \times velocidade do veículo e isto é mostrado pela Figura 6.3. A relação entre o desvio-padrão e a velocidade do veículo como o erro médio de peso por eixo e o desvio-padrão correspondente apresentaram um comportamento linear semelhante (Figura 6.4).

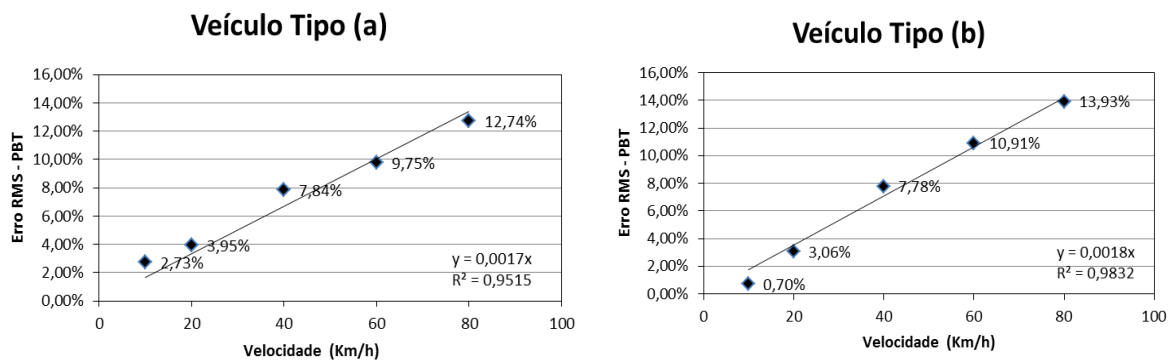


Figura 6.3 – Erro RMS –PBT \times velocidade: veículos tipo (a) e tipo (b)

Ambos os veículos apresentaram comportamento semelhante em relação ao erro RMS, exceto para grandes velocidades em que o veículo (b) apresentou erros RMS ligeiramente superiores ao veículo (a). Contudo, no caso de velocidades baixas, o veículo (a) apresentou um erro RMS maior que o veículo (b). Observou-se que para velocidades mais altas ($>80\text{km/h}$) algumas tendências não lineares e o erro RMS aumentam com uma inclinação mais baixa.

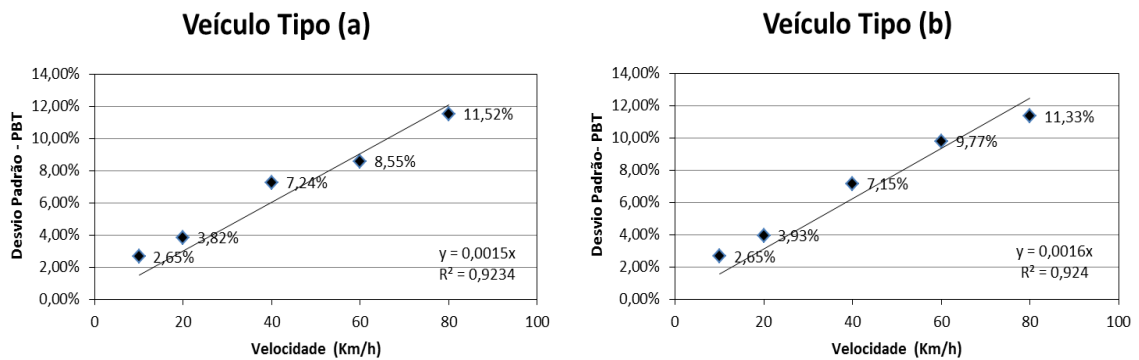


Figura 6.4 – Desvio-Padrão –PBT× velocidade: veículos tipo (a) e tipo (b)

6.1.3 Efeito da rugosidade da pista

Este teste foi concebido para verificar os erros de peso para diferentes classes de estrada. Foi variado a classe de estrada de A a E (A significa uma estrada muito bom bom e E, uma estrada de qualidade pobre). A velocidade do veículo foi fixada em 40 km/h e a altura do degrau em + 2 mm. A Tabela 6.5 mostra os resultados numéricos para a simulação para o tipo de veículo (a) e a Tabela 6.6 para o tipo de veículo (b), respectivamente.

Tabela 6.5- Valores de erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da rugosidade da pista para o tipo de veículo (a).

Classe	Peso Bruto Total				Peso por Eixo			
	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio -Padrão	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio -Padrão
A	3,05%	4,74%	14,04%	3,64%	3,10%	4,81%	14,22%	3,70%
B	3,28%	7,84%	17,82%	7,15%	3,33%	7,94%	18,01%	7,24%
C	3,60%	13,95%	30,98%	13,54%	3,64%	14,13%	31,58%	13,73%
D	7,14%	29,11%	75,18%	28,36%	7,27%	29,54%	76,37%	28,78%
E	6,94%	48,21%	126,22%	47,95%	7,07%	48,95%	128,21%	48,68%

Tabela 6.6- Valores de erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da rugosidade da pista para o tipo de veículo (b).

Classe	Peso Bruto Total				Peso por Eixo			
	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio-Padrão	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio-Padrão
A	3,12%	4,85%	13,95%	3,73%	3,14%	4,90%	14,04%	3,78%
B	3,24%	7,78%	20,41%	7,11%	3,26%	7,88%	20,66%	7,21%
C	4,39%	14,58%	36,86%	14,12%	4,45%	14,73%	37,15%	14,12%
D	4,38%	26,38%	70,29%	26,14%	4,47%	26,68%	71,61%	26,43%
E	3,01%	66,56%	173,02%	66,83%	3,06%	67,31%	175,70%	67,58%

Pode-se notar pela Figura 6.5 que ambos os veículos tipo (a) e tipo (b) apresentaram um bom ajuste exponencial para Erro RMS - PBT \times classe estrada. O desvio-padrão para o PBT apresentou comportamento exponencial semelhante (Figura 6.6). Para as classes de estrada D e E, os erros em geral foram muito elevados e isto mostra que estas estradas de classe não são adequadas para os sistemas HS-WIM.

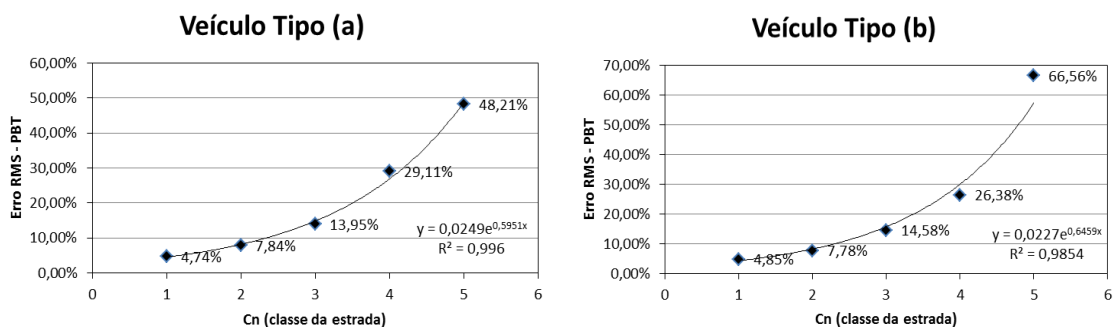


Figura 6.5 – Erro RMS -PBT \times Classe da via: veículos tipo (a) e tipo (b)

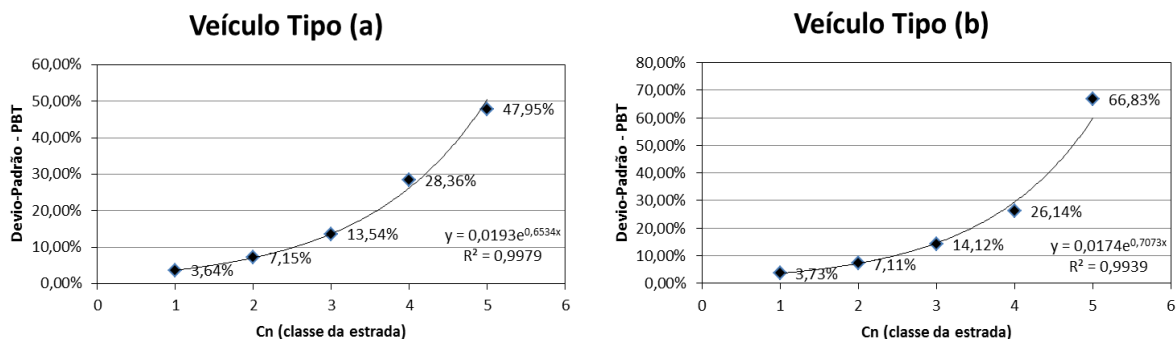


Figura 6.6 – Desvio Padrão -PBT \times Classe da via: veículos tipo (a) e tipo (b)

6.2 Simulações realizadas com o Modelo de Plataforma Flexível

6.2.1 Efeito da altura do degrau

Neste teste, utilizaram-se os mesmos parâmetros do teste para o MPF, ou seja, variou-se a altura do degrau de - 8 mm a + 8 mm para velocidade de veículo constante de 40 km/h e classe de estrada B. Os dois tipos de veículos foram testados. As Tabelas 6.7 e 6.8 mostram os valores numéricos obtidos neste teste para o tipo de veículo (a) e para o tipo de veículo (b), respectivamente.

Pode-se notar que para ambos os tipos de veículos (a) e (b) a altura do degrau é um fator relevante também para o MPF.

Tabela 6.7 - Valores dos erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da altura do degrau para o tipo de veículo (a).

Degrau	Peso Bruto Total				Peso por Eixo			
	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio- Padrão	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio- Padrão
-8mm	-11,28%	13,18%	-25,84%	6,86%	-11,48%	13,41%	-25,96%	6,97%
-4mm	-5,34%	8,08%	-22,71%	6,10%	-5,48%	8,25%	-23,24%	6,20%
-2mm	-3,43%	7,38%	-18,32%	6,57%	-3,48%	7,63%	-19,05%	6,83%
2mm	3,28%	7,84%	17,82%	7,15%	3,33%	7,94%	18,01%	7,24%
4mm	5,31%	8,57%	24,29%	6,76%	5,45%	8,77%	24,80%	6,91%
8mm	12,15%	13,84%	26,13%	6,66%	12,29%	14,05%	26,46%	6,84%

Tabela 6.8 - Valores dos erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da altura do degrau para o tipo de veículo (b)

Degrau	Peso Bruto Total				Peso por Eixo			
	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio- Padrão	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio- Padrão
-8mm	-7,02%	7,75%	-14,62%	3,31%	-7,22%	8,05%	-15,08%	3,58%
-4mm	-3,21%	5,22%	-12,55%	4,14%	-3,23%	5,27%	-12,61%	4,18%
-2mm	-1,75%	4,21%	-12,56%	3,84%	-1,84%	4,33%	-12,46%	3,94%
2mm	1,08%	3,97%	11,23%	3,97%	1,19%	4,07%	11,44%	3,91%
4mm	3,93%	5,52%	13,66%	3,90%	3,93%	5,55%	14,28%	3,94%
8mm	7,10%	8,04%	14,29%	3,79%	7,29%	8,24%	14,39%	3,86%

No gráfico de erro médio de PBT, mostrado pela Figura 6.7, observou-se um comportamento linear também um comportamento linear semelhante para ambos os tipos de

veículos que é função da altura do degrau para o MPF. O erro médio de peso por eixo apresentou valores ligeiramente superiores aos do PBT, mas o comportamento linear global foi preservado (ver Figura 6.8).

Para o tipo de veículo (a), observou-se que os erros foram um pouco maiores que no MPR. Já para o veículo (b), os erros apresentados pelo MPF foram menores que do MPR, mostrando a importância dessa modelagem.

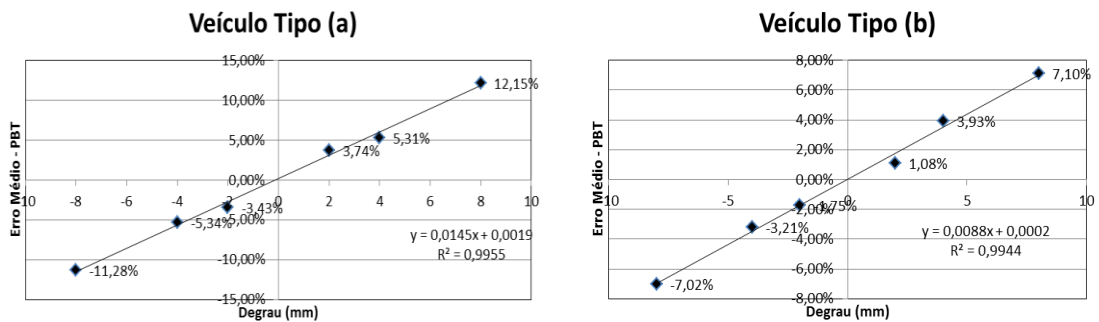


Figura 6.7 – Erro Médio–PBT × altura do degrau: veículo tipo (a) e veículo tipo (b)

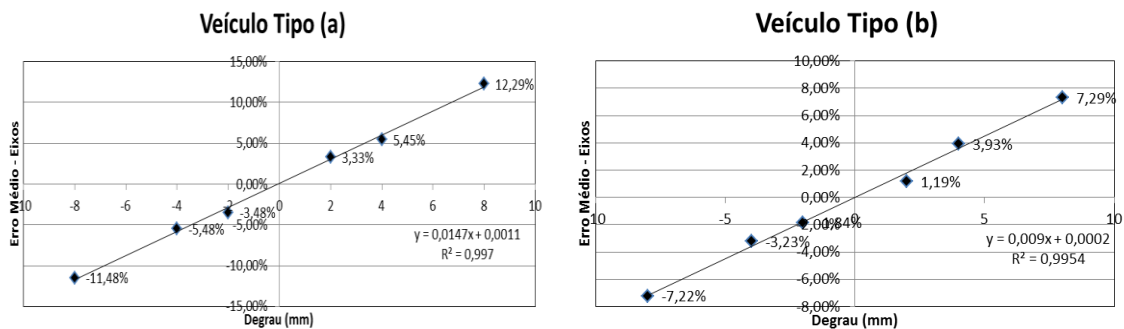


Figura 6.8 – Erro Médio por eixo × altura do degrau: veículo tipo(a) e tipo (b).

6.2.2 Efeito da velocidade do veículo

Este teste apresenta os resultados de erros de peso aferido no caso de variações de velocidade do veículo. Utilizou os mesmos parâmetros que o do MPR, ou seja, cinco velocidades de veículo diferentes de 10 km/h a 80 km/h. Foram fixadas a classe da estrada (classe B) e a altura do degrau em +2 mm. As Tabelas 6.9 e 6.10 mostram os erros de peso para os veículos dos tipos (a) e (b), respectivamente.

Tabela 6.9- Valores dos erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da velocidade para o tipo de veículo (a)

Velocidade	Peso Bruto Total				Peso por Eixo			
	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio-Padrão	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio-Padrão
10 Km/h	0,36%	2,08%	6,85%	2,06%	0,36%	2,12%	6,95%	2,10%
20 Km/h	1,21%	2,77%	7,15%	2,50%	1,19%	2,77%	7,19%	2,51%
40 Km/h	3,28%	7,84%	17,82%	7,15%	3,33%	7,94%	18,01%	7,24%
60 Km/h	3,73%	10,87%	28,13%	10,26%	3,82%	11,10%	27,52%	10,48%
80 Km/h	5,67%	12,00%	27,37%	10,63%	5,63%	10,67%	28,27%	10,67%

Tabela 6.10- Valores dos erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da velocidade para o tipo de veículo (b)

Velocidade	Peso Bruto Total				Peso por Eixo			
	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio-Padrão	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio-Padrão
10 Km/h	0,01%	0,40%	1,22%	0,40%	0,01%	0,41%	1,22%	0,41%
20 Km/h	0,50%	1,02%	3,14%	0,89%	0,55%	1,15%	3,17%	1,02%
40 Km/h	1,08%	3,97%	11,23%	3,97%	1,19%	4,07%	11,44%	3,91%
60 Km/h	2,75%	8,14%	21,69%	7,70%	2,81%	8,17%	22,23%	7,71%
80 Km/h	4,32%	10,53%	25,73%	9,65%	4,22%	10,35%	24,51%	9,50%

Pode-se notar que ambos que também para o MPF os tipos de veículos (a) e (b) apresentaram para este intervalo de velocidade um bom ajuste linear para o erro RMS no PBT \times velocidade do veículo e isto é mostrado pela Figura 6.9. A relação entre o desvio-padrão e a velocidade do veículo como o erro médio de peso por eixo e o desvio-padrão correspondente apresentaram um comportamento linear semelhante, conforme mostra a Figura 6.10.

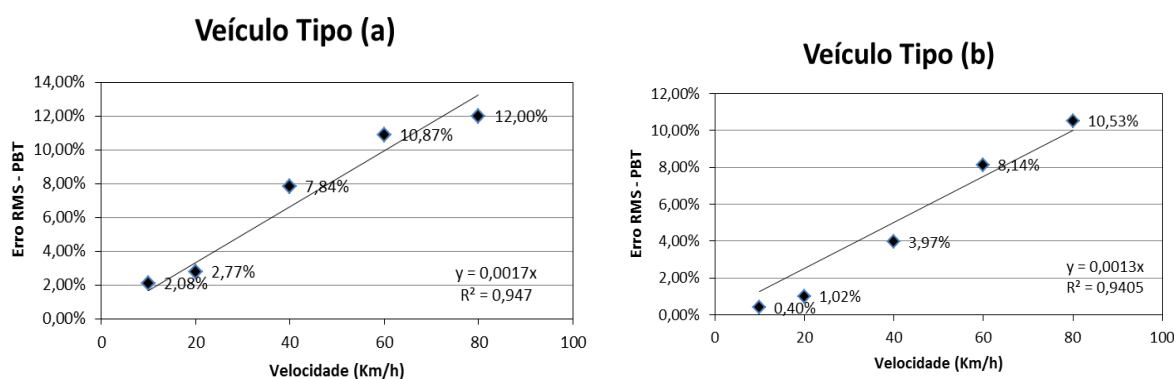


Figura 6.9 – Erro RMS –PBT \times velocidade: veículos tipo (a) e tipo (b)

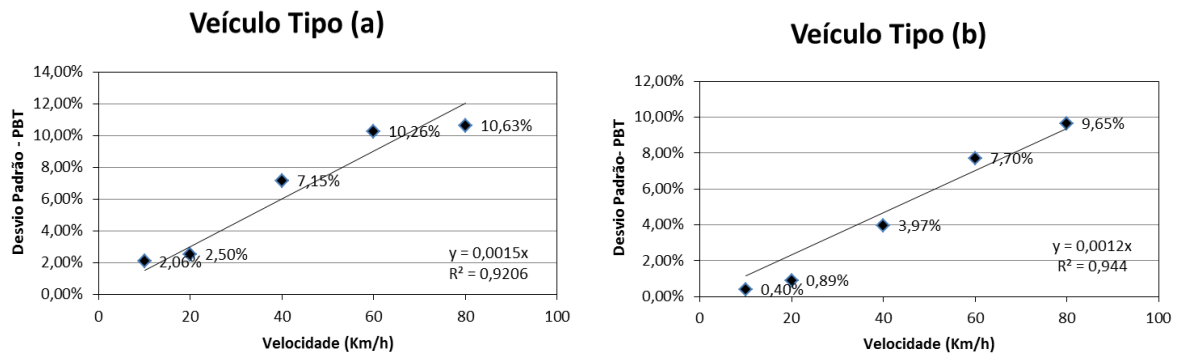


Figura 6.10 – Desvio-Padrão –PBT× velocidade: veículos tipo (a) e tipo (b)

Para o tipo de veículo (a), observou-se que os erros foram próximos do valor no MPR. Já para o veículo tipo (b) os erros apresentados pelo MPF foram pouco menores que do MPR, mostrando a importância dessa modelagem.

6.2.3 Efeito da rugosidade da pista

Para esse teste foram usados os mesmos parâmetros do MPR, isto é, foi variado a classe do pavimento de A a E. A velocidade do veículo foi fixada em 40 km/h e a altura do degrau em + 2 mm. A Tabela 6.11 mostra os resultados numéricos para a simulação para o tipo de veículo (a) e a Tabela 6.12 para o tipo de veículo (b), respectivamente.

Tabela 6.11- Valores de erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da rugosidade da pista para o tipo de veículo (a)

Classe	Peso Bruto Total				Peso por Eixo			
	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio-Padrão	Erro Médio	Erro RMS	Erro Max.	Desvio-Padrão
A	3,10%	4,30%	9,83%	2,99%	3,17%	4,39%	9,86%	3,06%
B	3,28%	7,84%	17,82%	7,15%	3,33%	7,94%	18,01%	7,24%
C	3,71%	14,73%	35,41%	14,32%	3,71%	15,13%	35,84%	14,74%
D	4,77%	30,16%	78,59%	29,93%	5,24%	30,82%	78,30%	30,53%
E	3,54%	49,10%	113,07%	49,22%	4,13%	50,32%	117,79%	50,40%

Tabela 6.12- Valores de erros apresentados no PBT e por eixo para a variação da rugosidade da pista para o tipo de veículo (b)

Classe	Peso Bruto Total				Peso por Eixo			
	Erro Médio	Erro RMS	Erro Máx.	Desvio-Padrão	Erro Médio	Erro RMS	Erro Max.	Desvio-Padrão
A	1,90%	2,78%	6,73%	2,04%	1,95%	2,79%	6,19%	1,99%
B	1,08%	3,97%	11,23%	3,97%	1,19%	4,07%	11,44%	3,91%
C	2,93%	8,94%	22,18%	8,48%	3,29%	9,23%	23,15%	8,67%
D	3,09%	14,26%	47,99%	13,99%	3,97%	14,91%	50,04%	14,44%
E	0,02%	32,56%	81,76%	32,72%	0,34%	32,84%	80,78%	33,00%

Nota-se pela Figura 6.11 que ambos os veículos tipo (a) e tipo (b) apresentaram um bom ajuste exponencial para Erro RMS - PBT × classe estrada também para o MPF. O desvio-padrão para o PBT apresentou comportamento exponencial semelhante, como pode ser observado na Figura 6.12. Para as classes de pavimentos D e E, os erros em geral foram muito elevados para os sistemas WIM de alta velocidade ainda que menores que o MPR.

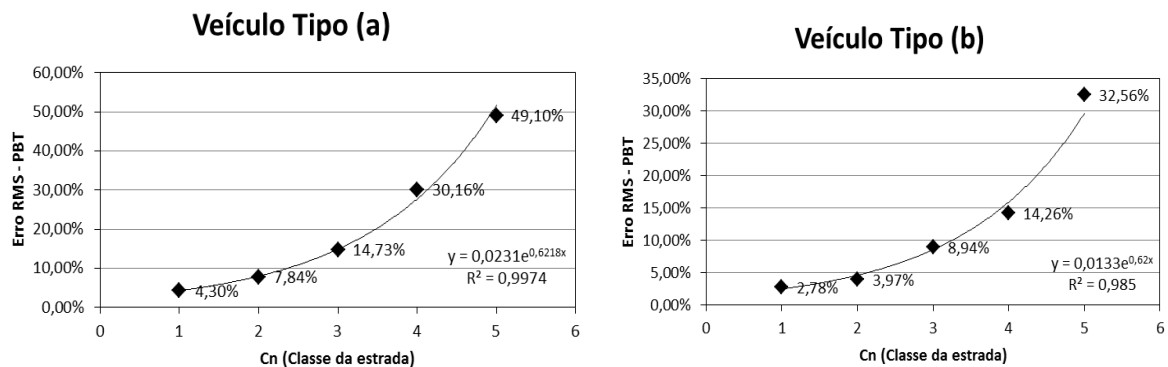


Figura 6.11 – Erro RMS -PBT × Classe da via: veículos tipo (a) e tipo (b)

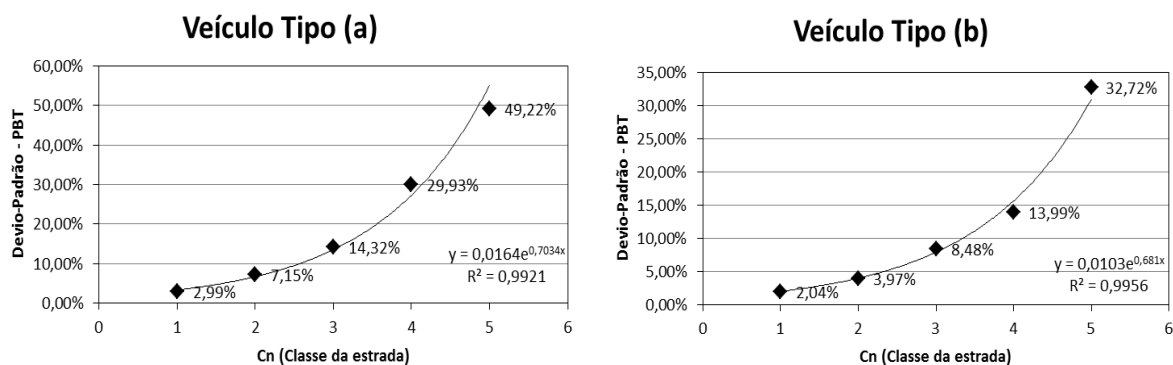


Figura 6.12 – Desvio Padrão -PBT × Classe da via: veículos tipo (a) e tipo (b)

7 CONCLUSÕES

Com aumento gradual do número de veículos nas rodovias e todos os problemas relacionados ao tráfego de veículo com sobrepeso como acidentes, danos ao pavimento, durabilidade dos veículos de carga, custos operacionais dos postos de pesagem entre outros, é importante investigar a fatores que influenciam os sistemas WIM com intuito na sua melhoria. Neste trabalho, verificou-se a influência da velocidade, do tipo de veículo (suspensão independente ou com barras de torção), rugosidade da via, dinâmica da plataforma de pesagem e altura do desnível entre a pista e a plataforma.

Para uma maior velocidade de passagem dos veículos nos sistemas de plataformas, os erros são aumentados como era esperado. O aumento do erro RMS deu-se de forma linear em função da velocidade para a faixa de 10 a 80 km/h testada para ambos os tipos de veículos tanto para o modelo de plataforma rígida quanto para flexível. Para o desvio-padrão, comportamento similar foi observado. Pesando a velocidades muito altas usando apenas uma plataforma torna-se complicado, pois velocidades mais altas significam pequeno tempo de aquisição para uma plataforma de tamanho fixo e isso dificulta a avaliação precisa do peso.

As variações de altura do degrau em sistemas de plataformas de pesagem com baixa manutenção podem diminuir a velocidade máxima para a medição de pesagem e, portanto, a precisão com o uso do sistema WIM. Observou-se que um bom ajuste linear do degrau em função do erro médio do PBT e dos eixos na faixa de - 8 mm até + 8 mm simulada. Para valores degrau negativo (abaixo do nível médio da pista) o peso medido foi abaixo do estático e para valores positivos o peso aferido foi maior que o de referência, esse comportamento é evidenciado na prática.

Neste estudo obteve-se um ajuste exponencial da classe do pavimento em função do erro RMS e o desvio-padrão obtido. Como regra geral, notou-se que o uso de perfis de estrada muito rugosos como as classes D e E não são aconselháveis em sistemas HS-WIM, uma vez que isso produzirá efeitos dinâmicos que comprometerão a precisão no sistema de medição (erros muitos elevados obtidos para o MPR e para o MPF).

A modelagem da dinâmica da plataforma é importante e afeta os resultados finais de pesagem, principalmente para o veículo tipo (b) que foi verificada uma diminuição considerável dos valores dos erros relativos. Por exemplo, para a velocidade de 40 km/h, via de classe B, altura degrau-plataforma de + 2mm obteve-se erro RMS 7,78% para o MPR e 3,97% para o MPF. Imagina-se que na simulação da plataforma de pesagem como

completamente rígida, o impacto surgido pela passagem dos pneus sobre a mesma é elevado excitando a dinâmica da suspensão do veículo e conseqüentemente gerando flutuações no peso medido do veículo. Enquanto que no caso da simulação da plataforma como flexível, isto parece ter amortecido o impacto e conseqüentemente a flutuação da força medida em torno do peso estático do veículo.

Para especificamente o mesmo caso já citado de velocidade de 40 km/h, via de classe B, altura degrau-plataforma de + 2mm obteve-se erro RMS casualmente idêntico de 7,84% para o MPR para o MPF. Para uma velocidade de 80 km/h sob as mesmas condições de pista e degrau o Erro RMS foi de 12,74% para o MPR e 12,00% para o flexível. Isso mostra a importância da modelagem da dinâmica da plataforma para ambos os veículos, principalmente uma maior influência no veículo do tipo (b) causando a diminuição dos erros relativos avaliados. Entretanto, em alguns poucos casos, esta conclusão não foi verificada. Para o veículo tipo (a) houve casos de pequeno aumento do erro avaliado dos valores do erro dependendo do teste. Imagina-se que isto possa estar relacionado à pequena massa, pequeno raio de roda ou tipo de suspensão deste tipo de veículo (independente nas 4 rodas). Na mesma condição do caso acima, com velocidade 60 km/h, resultou erro RMS 9,75% para o MPR e 10,87% para o MPF.

7.1 Sugestão para trabalhos futuros

Para trabalhos futuros sugere-se a análise de outros tipos de veículos com mais eixos, por exemplo, ou outro tipo de suspensão como a do tipo pneumática. Em novos estudos podem-se ainda investigar técnicas avançadas de processamento de sinais como reconstrução de sinais, calibração, análise do espectro de frequências e filtragem na busca da redução do valor dos erros obtidos.

O uso de várias plataformas de pesagem em sequência pode ser uma possibilidade de melhorar a qualidade da estimativa de peso. Com essa ferramenta desenvolvida e algumas implantações extras pode ser realizado um estudo, por exemplo, o valor dos erros em função do número de plataformas, como já é feito com sistemas MS-WIM.

A partir desse modelo pode-se também ampliá-lo para a análise dos erros em sistemas de pesagem B-WIM através do uso das linhas de influência, o que mostra a importância desse modelo desenvolvido para o aproveitamento mediante algumas adaptações para a evolução dos diversos sistemas de pesagem utilizados atualmente.

Partes desta dissertação geraram a publicação dos seguintes artigos em conferências internacionais:

Gaspareto, D. S.; Gomes, H. M. **Numerical simulations of weigh-in-motion system model based on vehicle dynamics and load cells.** In: 3rd International Conference Engineering Mechanics Institute 2017, 19-22/03/2017, Rio de Janeiro/RJ, 2017. Proceedings of the 3rd International Conference Engineering Mechanics Institute. Rio de Janeiro: ABCM/ASCE, 2017. v. 1. p. 1-15.

Gaspareto, D. S.; Gomes, H. M. **Modelling weigh-in-motion system based on load cells including vehicle dynamics and road roughness for vehicle weighing enhancement.** In: ICWIM7, 7th International Conference on Weigh-In-Motion, 7-10/11/2016, Foz do Iguaçu/PR, 2016. Proceedings of the 7th International Conference on Weigh-In-Motion. Foz do Iguaçu: ISWIM - International Society for Weigh in Motion, 2016. v. 1. p. 88-97.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT NBR ISO 4130, **Veículos Rodoviários Automotores - Sistema de Referência Tridimensional e Marcas de Referência - Definições**, Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2007.

Antunes, D. S. **Metodologia de avaliação de instabilidade dinâmica em freios a tambor utilizando o método dos elementos finitos** (Dissertação de Mestrado), 104p., UFRGS, 2016.

Albano, J. F. **Avaliação funcional e econômica de um pavimento com e sem pesagem**. Laboratório de Sistemas de Transportes (LASTRAN) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS, 1998.

Albano, J. F.; Lindau, L. A. **Revisando as Tecnologias para Pesagem de Veículos**. Laboratório de Sistemas de Transportes (LASTRAN) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS, 2006.

Assan, A. E. **Método dos elementos finitos - Primeiros passos**, Editora UNICAMP, São Paulo, 2003.

ASTM–E1318 - **Standard Specification for Highway Weigh-In-Motion (WIM) Systems with User Requirements and Test Methods**, 2002

Bathe, K.-J., **Finite Element Procedures**. Ed. Klaus-Jürgen Bathe (Second Edition). 1043p. 2014.

Belitsky, G.; Belitsky, V.; Liberson, A. **Mobile scales for traffic weighing based on optical fiber technology**. In: International conference of weigh-in-motion, ICWIM7, 2016.

Bernard J.; Beaumelle. V. F. **Improving truck safety: Potential of weigh-in-motion technology**. IATSS Research 34, pp. 9–15, Elsevier, 2010.

Castro, A. J. O. **Influência das condições de carregamento no dimensionamento de pavimentos** (Dissertação de mestrado). Engenharia Urbana, 78p. Universidade do Minho, 2013.

Código de Trânsito Brasileiro (CTB) – **Lei nº 9503 de 23/09/1997**. Disponível em: <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/L9503Compilado.htm>, acesso em 15/12/2016.

CONTRAN – **Resolução nº 210** . Estabelece os limites de peso e dimensões para veículos que transitem por vias terrestres e dá outras providências. – Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/index.php/resolucoes>>, acesso em 15/12/2016.

CONTRAN – **Resolução nº 211**. Requisitos necessários à circulação de Combinações de Veículos de Carga (CVC), a que se referem os arts. 97, 99 e 314 do Código de Trânsito Brasileiro. – Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/index.php/resolucoes>>, acesso em 15/12/2016

CONTRAN – **Resolução nº 502**. Acrescenta o Art. 2-A à Resolução nº 210, de 13 de novembro de 2006, do Conselho Nacional de Trânsito, que estabelece os limites de peso e dimensões para veículos que transitam por vias terrestres e dá outras providências.– Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/index.php/resolucoes>>, acesso em 15/12/2016.

CONTRAN – **Resolução nº 640**. Altera a Resolução CONTRAN nº 211, de 13 de novembro de 2006, que estabelece requisitos necessários para circulação de Combinações de Veículos de Carga (CVC). – Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/index.php/resolucoes>>, acesso em 15/12/2016.

DENATRAN – **Portaria nº 63 de 01/04/2009**. Homologar os veículos e as combinações de veículos de transporte de carga e de passageiros, constantes do Anexo desta Portaria, com seus respectivos limites de comprimento, peso bruto total – PBT e peso bruto total combinado – PBTC. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/index.php/portarias/68-portarias/193-portarias-2009>>, acesso em 05/04/2017.

DNIT - **Relatório de avaliação dos resultados. Relatório de projeto: Identificação de Sistemas de Pesagem em Movimento**, Convênio TT 102/2007. UFSC, DNIT, Ministério de Transportes, Brasília, 2009.

Drehmer, L. R. C. **Otimização de parâmetros concentrados de suspensão para conforto e segurança veicular** (Dissertação de Mestrado), 98p, UFRGS, 2012.

Dodds, C. J.; Robson, J. D. The description of road surface roughness. **Journal of Sound and Vibration**, Amsterdam, v. 31, n. 2, p. 175-183, 1973.

Dyukov, A; Mcqueen S.; Koniditsiotis C. **Accuracy of mass sensor units (MSUS) used for on-board mass (OBM) monitoring**. International conference of weigh-in-motion, ICWIM7, 2016.

Ferreira, A. J. M. **Matlab codes for Finite Element Analysis**, Springer, 2009.

Faruolo, L. B. **Abordagem Metrológica da Força exercida por eixos de Veículos Rodoviários em Movimento com Cargas Líquidas** (Tese de doutorado). Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2015.

Gajda, J., Burnos, P. **Temperature properties of weigh-in-motion systems**. International conference of weigh-in-motion, International conference of weigh-in-motion, ICWIM7, 2016.

Grakovski, A., Pilipovec, A., Kabashkin, I, Petersons. E. **Reconstruction of tyre footprint in vehicle's weight-in-motion estimation problem**. 13th International Conference "Reliability and Statistics in Transportation and Communication" (RelStat'13, Riga, Latvia, p. 221–232. ISBN 978-9984-818-58-0 Transport and Telecommunication Institute, Lomonosova 1, LV-1019, Riga, Latvia), 2013.

Gomes, H. M.; Gaspareto, D. S.; Ferreira, F. S.; Thomas, C. A. K. A simple closed-loop active control of electrodynamic shakers by acceleration power spectral density for environmental vibration tests. **Experimental Mechanics**, Norwell, v. 48, n. 5, pp. 683-692., 2008.

Gomes, H. M. **A swarm optimization algorithm for optimum vehicle suspension design**. In: International Congress Of Mechanical Engineering, Gramado, 2009.

Holman, J. O. **Experimental Methods for Engineers**. Ed. McGraw Hill, 1995.

INMETRO - **Portaria nº 375**, de 24 de julho de 2013. Disponível em : <<http://www.inmetro.gov.br/legislacao/rtac/pdf/RTAC001994.pdf>>, acesso em 02/02/2017.

INMETRO - **Portaria n.º 47**, de 22 de janeiro de 2016. Disponível em : <<http://www.inmetro.gov.br/legislacao/rtac/pdf/RTAC002374.pdf>>, acesso em 01/03/2017.

ISO 8608 - **Mechanical vibration – road surface profiles – reported of measured data**. International Organization for Standardization , Europa, 1995.

Jacob, B. **Multiple-sensor weigh-in-motion (MS-WIM)**. In 1st International Seminar of Weigh in Motion, Florianopolis, Brazil, 2011.

Jacob, B., O'Brien E.; Jehaes, S. **Weigh-in-motion of road vehicles – COST 323 – Final report 1993-1998**. Transport research, Laboratoire Central des Ponts et Chaussees, Paris, 2002.

Kwon, Y. W., Bang, H. **The finite Element Method**, CRC Press, LLC, 2nd Edition, 2000.

Lei nº 7408 de 25/11/1985. Disponível em:
<http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/L7408.htm>, acesso em 14/08/2016.

Lei nº 7408 de 25/11/1985. Disponível em :
<http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/L7408.htm>, acesso em 14/08/2016.

Lei nº 13.103 de 02/03/2015. Disponível em:
<http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2015-2018/2015/lei/113103.htm>, acesso em 06/02/2017.

Meller, M.; Niedz´wiecki, M.; Pietrzak, P. **Adaptive Filtering Approach to Dynamic Weighing: A Checkweigher Case Study**, in 19th World Congress of the International Federation of Automatic Control, Cape Town, South Africa, 2014.

OIML R134-1, **Automatic Instruments for Weighing Road Vehicles In-motion**, International Organization of Legal Metrology, France, 2006.

Ono T., K. Fukuda, K. Yoshida, H. Uozumi, E H. Tottori. **Mass-estimation Methods for In-motion Vehicles Using Axle Weighing System**, Viena, Áustria, IMEKO, 2001.

Otto, G. G.; Shinohara K. J.; Almeida A.J.; Momma L.; Valente M. **Pavement damage – Brazilian road deterioration test using WIM**. In: International conference of weigh-in-motion, ICWIM7, 2016.

Rao, S. S. **Mechanical vibrations**. Prentice Hall, 5th. Edition, 2010.

Reddy, J. N. **An Introduction to the Finite Element Method**, McGraw Hill Series in Mechanical Engineering, Third Edition, 896 p., 2006.

Shirahatt, A.; Prasad, P.S.S.; Panzade, P.; Kulkarni, M.M. **Optimal design of passenger car suspension for ride and road holding**. ABCM, Rio de Janeiro, v. 30, n. 1, p. 66-76, Jan./Mar, 2008.

Sekulic', D.; Dedovic', V; Rusov, S.; Šalinic, S.; Obradovic, A. Analysis of vibration effects on the comfort of intercity bus users by oscillatory model with ten degrees of freedom. **Journal of Applied Mathematical Modelling**, Simulation and Computation for Engineering and Environmental Systems, n. 37, pp. 8629–8644, 2013.

Varejão, L. C. S. **Aplicação de sistemas de pesagem em movimento no Brasil**. Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes. In 1st International Seminar of Weigh in Motion. Florianópolis, 2011.

TCA. **On-Board Mass Monitoring Test Report (Final)**. Transport Certification Australia Limited (TCA), Melbourne, Australia, 2009. Disponível em: <http://www.tca.gov.au/images/stories/pdfs/OBM_test_report_FINAL.pdf>, acesso em 06/03/2017.

Yang, Y. B.; Yau, J. D.; Wu, Y.S. **Vehicle-Bridge Interaction Dynamics: with applications to high-speed railways**. World Scientific Ed., Singapore, 530p. 2004. ISBN 981-238-847-8.

ANEXO I – ANEXOS PORTARIA DENATRAN N° 63/2009

ANEXO I - Pag. 1

COMPOSIÇÕES HOMOLOGADAS PARA O TRANSPORTE DE CARGA												
Caminhão			Peso máximo por eixo ou conjunto de eixos (t)	PBT E PBTC (t)								Comprimento máximo (m)
				Comprimento total (metros)								
				Inferior ou igual a 14,0	Inferior a 16,0	Superior ou igual a 16,0	Inferior a 17,5	Superior ou igual a 17,5	Superior a 19,0	Superior ou igual a 25,0		
I-1			6 + 6 = 12	12							14,00	
I-2			6 + 10 = 16	16								
I-3			6 + 17 = 23	23								
I-4			6 + 13,5 = 19,5	19,5								
I-5			6 + 13,5 = 19,5	19,5								
I-6			12 + 17 = 29	29								
I-7			12 + 13,5 = 25,5	25,5								
I-8			12 + 13,5 = 25,5	25,5								

COMPOSIÇÕES HOMOLOGADAS PARA O TRANSPORTE DE CARGA												
Caminhão Trator + Semi-reboque			Peso máximo por eixo ou conjunto de eixos (t)	PBT E PBTC (t)								Comprimento máximo (m)
				Comprimento total (metros)								
				Inferior ou igual a 14,0	Inferior a 16,0	Superior ou igual a 16,0	Inferior a 17,5	Superior ou igual a 17,5	Superior a 19,0	Superior ou igual a 25,0		
I-9			6 + 10 + 10 = 26		26	26					18,60	
I-10			6 + 10 + 17 = 33		33	33						
I-11			6 + 10 + 10 + 10 = 36		36	36						
I-12			6 + 10 + 25,5 = 41,5		41,5	41,5						
I-13			6 + 10 + 10 + 17 = 43		43	43						
I-14			6 + 10 + 10 + 10 + 10 = 46		45	45						
I-15			6 + 17 + 10 = 33		33	33						
I-16			6 + 17 + 10 + 10 = 43		43	43						
I-17			6 + 13,5 + 10 + 10 = 39,5		39,5	39,5						
I-18			6 + 17 + 25,5 = 48,5		45	48,5						
I-19			6 + 13,5 + 25,5 = 45		45	45						
I-20			6 + 17 + 10 + 17 = 50		45	50						
I-21			6 + 13,5 + 10 + 17 = 46,5		45	46,5						
I-22			6 + 17 + 10 + 10 = 53		45	53						
I-23			6 + 13,5 + 10 + 10 = 49,5		45	49,5						
I-24			6 + 13,5 + 10 = 29,5		29,5	29,5						
I-25			6 + 13,5 + 17 = 36,5		36,5	36,5						

COMPOSIÇÕES HOMOLOGADAS PARA O TRANSPORTE DE CARGA												
Caminhão Trator + Semi-reboque			Peso máximo por eixo ou conjunto de eixos (t)	PBT E PBTC (t)								Comprimento máximo (m)
				Comprimento total (metros)								
				Inferior ou igual a 14,0	Inferior a 16,0	Superior ou igual a 16,0	Inferior a 17,5	Superior ou igual a 17,5	Superior a 19,0	Superior ou igual a 25,0		
I-26			6 + 17 + 17 = 40		40	40					18,6	
I-27			12 + 13,5 + 10 + 17 = 52,5		45	52,5						
I-28			12 + 10 + 25,5 = 47,5		45	47,5						
I-29			12 + 17 + 25,5 = 54,5		45	54,5						
I-30			12 + 13,5 + 25,5 = 51		45	51						
I-31			12 + 17 + 10 = 39		39	39						
I-32			12 + 13,5 + 10 = 35,5		35,5	35,5						
I-33			12 + 17 + 17 = 46		45	46						
I-34			12 + 13,5 + 17 = 42,5		42,5	42,5						
I-35			12 + 17 + 10 + 10 = 49		45	49						
I-36			12 + 13,5 + 10 + 10 = 45,5		45	45,5						

Figura I.1 – Portaria do Denatran 63/2009.

ANEXO I - Pag. 2

COMPOSIÇÕES HOMOLOGADAS PARA O TRANSPORTE DE CARGA											
Caminhão + Reboque			Peso máximo por eixo ou conjunto de eixos (t)	PBT E PBTC (t)							Comprimento máximo (m)
				Comprimento total (metros)							
				Inferior ou igual a 14,0	Inferior a 16,0	Superior ou igual a 16,0	Inferior a 17,5	Superior ou igual a 17,5	Superior a 19,8	Superior ou igual a 25,0	
I-37			$6 + 10 + 10 + 10 = 36$				36	36			19,80
I-38			$6 + 10 + 10 + 17 = 43$				43	43			
I-39			$6 + 10 + 17 + 17 = 50$				45	50			
I-40			$6 + 17 + 10 + 10 = 43$				43	43			
I-41			$6 + 17 + 10 + 17 = 50$				45	50			
I-42			$6 + 17 + 17 + 17 = 57$				45	57			
I-43			$6 + 13,5 + 10 + 10 = 39,5$				39,5	39,5			
I-44			$6 + 13,5 + 10 + 17 = 46,5$				45	46,5			
I-45			$6 + 13,5 + 17 + 17 = 53,5$				45	53,5			
I-46			$12 + 17 + 10 + 10 = 49$				45	49			
I-47			$12 + 17 + 10 + 17 = 56$				45	56			
I-48			$12 + 13,5 + 10 + 10 = 45,5$				45	45,5			
I-49			$12 + 13,5 + 10 + 17 = 52,5$				45	52,5			

COMPOSIÇÕES HOMOLOGADAS PARA O TRANSPORTE DE CARGA											
Caminhão Trator + Semi-reboque + Reboque			Peso máximo por eixo ou conjunto de eixos (t)	PBT E PBTC (t)							Comprimento máximo (m)
				Comprimento total (metros)							
				Inferior ou igual a 14,0	Inferior a 16,0	Superior ou igual a 16,0	Inferior a 17,5	Superior ou igual a 17,5	Superior a 19,8	Superior ou igual a 25,0	
I-50			$6 + 10 + 10 + 10 + 10 = 46$				45	46			19,80
I-51			$6 + 10 + 17 + 10 + 10 = 53$				45	53			
I-52			$6 + 10 + 10 + 10 + 17 = 53$				45	53			
I-53			$6 + 17 + 10 + 10 + 10 = 53$				45	53			
I-54			$6 + 13,5 + 10 + 10 + 10 = 49,5$				45	49,5			
I-55			$6 + 13,5 + 17 + 10 + 10 = 56,5$				45	56,5			
I-56			$6 + 13,5 + 10 + 10 + 17 = 56,5$				45	56,5			

COMPOSIÇÕES HOMOLOGADAS PARA O TRANSPORTE DE CARGA											
Caminhão Trator + 2 Semi-reboques			Peso máximo por eixo ou conjunto de eixos (t)	PBT E PBTC (t)							Comprimento máximo (m)
				Comprimento total (metros)							
				Inferior ou igual a 14,0	Inferior a 16,0	Superior ou igual a 16,0	Inferior a 17,5	Superior ou igual a 17,5	Superior a 19,8	Superior ou igual a 25,0	
I-57			$6 + 10 + 10 + 10 = 36$				36	36			19,80
I-58			$6 + 17 + 10 + 10 = 43$				43	43			
I-59			$6 + 13,5 + 10 + 10 = 39,5$				39,5	39,5			
I-60			$6 + 10 + 17 + 10 = 43$				43	43			
I-61			$6 + 17 + 17 + 10 = 50$				45	50			
I-62			$6 + 13,5 + 17 + 10 = 46,5$				45	46,5			
I-63			$6 + 10 + 17 + 17 = 50$				45	50			
I-64			$6 + 17 + 17 + 17 = 57$				45	57			
I-65			$6 + 13,5 + 17 + 17 = 53,5$				45	53,5			

Figura I.2 –Portaria do Denatran 63/2009 (Cont.).

ANEXO II - Pág. 1										
COMPOSIÇÕES QUE NECESSITAM DE AUTORIZAÇÃO ESPECIAL DE TRÂNSITO - AET										
Caminhão Trator + Semi-reboque + Reboque	Peso máximo por eixo ou conjunto de eixos (t)	PBT E PBTC (t)						Comprimento máximo (m)		
		Comprimento total (metros)								
		Inferior ou igual a 14,0	Inferior a 16,0	Superior ou igual a 16,0	Inferior a 17,5	Superior ou igual a 17,5	Superior a 19,8		Superior ou igual a 25,0	
II-1		6 + 10 + 10 + 10 = 46						46	30,00	
II-2		6 + 17 + 10 + 10 = 53						53		
II-3		6 + 10 + 10 + 17 = 53						53		
II-4		6 + 17 + 17 + 10 = 60						60,0		
II-5		6 + 17 + 17 + 10 = 67						67,0		
II-6		6 + 17 + 17 + 17 = 74						74,0		
II-7		12 + 17 + 17 + 10 = 86						86,0		
II-8		12 + 17 + 17 + 10 = 73						73,0		
COMPOSIÇÕES QUE NECESSITAM DE AUTORIZAÇÃO ESPECIAL DE TRÂNSITO - AET										
Caminhão Trator + 2 Semi-reboques	Peso máximo por eixo ou conjunto de eixos (t)	PBT E PBTC (t)						Comprimento máximo (m)		
		Comprimento total (metros)								
		Inferior ou igual a 14,0	Inferior a 16,0	Superior ou igual a 16,0	Inferior a 17,5	Superior ou igual a 17,5	Superior a 19,8		Superior ou igual a 25,0	
II-9		6 + 10 + 10 + 10 = 36						36	30,0	
II-10		6 + 17 + 10 + 10 = 43						43		
II-11		6 + 13,5 + 10 + 10 = 39,5						39,5		
II-12		6 + 10 + 17 + 10 = 43						43		
II-13		6 + 17 + 17 + 10 = 50						50		
II-14		6 + 13,5 + 17 + 10 = 46,5						46,5		
II-15		6 + 10 + 17 + 17 = 50						50		
II-16		6 + 17 + 17 + 17 = 57						57		
II-17		6 + 13,5 + 17 + 17 = 53,5						53,5		
II-18		6 + 17 + 17 + 25,5 = 65,5						65,5		
II-19		6 + 17 + 25,5 + 25,5 = 74						74,0		
II-20		12 + 17 + 17 + 17 = 63						63		
COMPOSIÇÕES QUE NECESSITAM DE AUTORIZAÇÃO ESPECIAL DE TRÂNSITO - AET										
Caminhão + 2 Reboques	Peso máximo por eixo ou conjunto de eixos (t)	PBT E PBTC (t)						Comprimento máximo (m)		
		Comprimento total (metros)								
		Inferior ou igual a 14,0	Inferior a 16,0	Superior ou igual a 16,0	Inferior a 17,5	Superior ou igual a 17,5	Superior a 19,8		Superior ou igual a 25,0	
II-21		6 + 17 + 10 + 10 + 10 = 63							63,0	30,00
II-22		6 + 17 + 10 + 10 + 17 = 70							70,0	
II-23		12 + 17 + 10 + 10 + 10 = 69							69,0	
COMPOSIÇÕES QUE NECESSITAM DE AUTORIZAÇÃO ESPECIAL DE TRÂNSITO - AET										
Caminhão Trator + 3 Semi-reboques	Peso máximo por eixo ou conjunto de eixos (t)	PBT E PBTC (t)						Comprimento máximo (m)		
		Comprimento total (metros)								
		Inferior ou igual a 14,0	Inferior a 16,0	Superior ou igual a 16,0	Inferior a 17,5	Superior ou igual a 17,5	Superior a 19,8		Superior ou igual a 25,0	
II-24		6 + 17 + 17 + 10 = 60							60,0	30,00
II-25		6 + 17 + 10 + 17 = 60							60,0	
II-26		6 + 17 + 10 + 10 = 60							60,0	
II-27		6 + 17 + 17 + 17 = 67							67,0	
II-28		6 + 17 + 17 + 10 = 67							67,0	
II-29		6 + 17 + 10 + 17 = 67							67,0	
II-30		6 + 17 + 17 + 17 = 74							74,0	
II-31		6 + 13,5 + 17 + 10 = 66,5							66,5	

Figura I.3 – Portaria do Denatran 63/2009 (Cont.)

ANEXO II - Pag. 2

COMPOSIÇÕES QUE NECESSITAM DE AUTORIZAÇÃO ESPECIAL DE TRÂNSITO - AET										
Caminhão + Reboque ¹			Peso máximo por eixo ou conjunto de eixos (t)	PBT e PBTC (t)						Comprimento máximo (m)
				Comprimento total (metros)						
				Inferior ou igual a 14,0	Inferior a 16,0	Superior ou igual a 16,0	Inferior a 17,5	Superior ou igual a 17,5	Superior a 19,8	
II-32			6 + 10 + 10 + 10 = 36						36	25,00
II-33			6 + 10 + 10 + 17 = 43						43	
II-34			6 + 10 + 17 + 17 = 50						50	
II-35			6 + 17 + 10 + 10 = 43						43	
II-36			6 + 17 + 10 + 17 = 50						50	
II-37			6 + 17 + 17 + 17 = 57						57	
II-38			6 + 13,5 + 10 + 10 = 39,5						39,5	
II-39			6 + 13,5 + 10 + 17 = 46,5						46,5	
II-40			6 + 13,5 + 17 + 17 = 53,5						53,5	
II-41			12 + 17 + 10 + 10 = 49						49	
II-42			12 + 17 + 10 + 17 = 56						56	
II-43			12 + 13,5 + 10 + 10 = 45,5						45,5	
II-44			12 + 13,5 + 10 + 17 = 52,5						52,5	

¹ Só para reboques registrados até 30 dias após a publicação desta Portaria.

OS PESOS BRUTOS TOTAIS (PBT) DOS VEÍCULOS DE TRANSPORTE DE PASSAGEIROS A SEGUIR SÃO VÁLIDOS A PARTIR DE 01 DE JANEIRO DE 2012, SOMENTE PARA ÔNIBUS RODOVIÁRIOS.										
COMPOSIÇÕES HOMOLOGADAS PARA O TRANSPORTE DE PASSAGEIROS										
Ônibus convencional			Peso máximo por eixo	PBT e PBTC (t)						Comprimento máximo (m)
				Comprimento total (metros)						
				Inferior ou igual a 14,0	Inferior ou igual a 15,0	Superior ou igual a 15,0	Inferior a 17,5	Superior ou igual a 17,5	Superior a 19,8	
IV-1			7 + 7 = 14	14						14
IV-2			7 + 11 = 18	18						
IV-3			7 + 18 = 25	25						
IV-4			7 + 14,5 = 21,5	21,5						
IV-5			7 + 14,5 = 21,5	21,5						
IV-8			13 + 11 = 24	24						
IV-9			13 + 18 = 31	31						
IV-10			13 + 14,5 = 27,5	27,5						
IV-11			13 + 14,5 = 27,5	27,5						

Figura I.4 – Portaria do Denatran 63/2009 (Cont.)

COMPOSIÇÕES HOMOLOGADAS PARA O TRANSPORTE DE PASSAGEIROS										
IV-12			13 + 18 = 31		31					15
IV-13			13 + 14,5 = 27,5		27,5					
IV-14			13 + 14,5 = 27,5		27,5					
COMPOSIÇÕES HOMOLOGADAS PARA O TRANSPORTE DE PASSAGEIROS										
Ônibus com reboque			Peso máximo por eixo	PBT E PBTC (t)						Comprimento máximo (m)
				Comprimento total (metros)						
				Inferior ou igual a 14,0	Inferior ou igual a 15,0	Superior ou igual a 15,0	Inferior a 17,5	Superior ou igual a 17,5	Superior a 19,8	
IV-15			7 + 11 + 11 + 11 = 40						40	19,8
IV-16			7 + 14,5 + 11 + 11 = 43,5						43,5	
IV-17			7 + 14,5 + 11 + 11 = 43,5						43,5	
IV-18			7 + 11 + 7 + 11 = 36						36	
IV-19			7 + 14,5 + 7 + 11 = 39,5						39,5	
IV-20			7 + 14,5 + 7 + 11 = 39,5						39,5	

ANEXO IV

COMPOSIÇÕES QUE NECESSITAM DE AUTORIZAÇÃO ESPECIAL DE TRÂNSITO – AET ^(a)					
Caminhão Trator + Semi-reboque + Dolly + Semi-reboque			Peso máximo por eixo ou conjunto de eixos (t)	PBTC (t)	Comprimento Máximo (m)
				Comprimento total (metros) Superior ou igual a 28,0 m	
IV-1			6 + 17 + 25,5 + 17 + 25,5 = 91,0	91,0	30,00
IV-2			6 + 17 + 17 + 17 + 25,5 = 82,5	82,5	
IV-3			6 + 17 + 25,5 + 17 + 17 = 82,5	82,5	

- (a) Estas AET's somente poderão ser requeridas pelos Pólos Geradores de Tráfego de que trata o art. 93 do CTB, conforme disposto na Resolução CONTRAN nº 863, de 19 de abril de 2017, que altera a Resolução CONTRAN nº 211, de 13 de novembro de 2006, que estabelece requisitos necessários para circulação de Combinações de Veículos de Carga (CVC).

Figura I.5–Portaria do Denatran 63/2009 (Cont.)

ANEXO II – PORTARIA INMETRO/DIMEL N° 166 /2006

MINISTÉRIO DO DESENVOLVIMENTO, INDÚSTRIA E COMÉRCIO EXTERIOR - MDIC

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL - INMETRO

Portaria Inmetro/Dimel/n° 166, de 22 de agosto de 2006.

O Diretor de Metrologia Legal do Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial - Inmetro, no exercício da delegação de competência outorgada pelo Senhor Presidente do Inmetro, através da Portaria n° 257, de 12 de novembro de 1991, conferindo-lhe as atribuições dispostas no subitem 4.1, alínea "g", da regulamentação metrológica aprovada pela Resolução n° 11, de 12 outubro de 1988, do Conmetro, resolve:

Aprovar, para pesagem dinâmica de eixos de veículos rodoviários, o modelo DAW300PC/LS, de instrumento de pesagem automático, de equilíbrio automático, eletrônico, digital, marca PAT, bem como as instruções que deverão ser observadas quando da realização das verificações metrológicas.

1 CARACTERÍSTICOS DO MODELO:

1.1 Fabricante: PAT Traffic Ltda.

Endereço: Rua Maria Luiza Santander, 360, Providência – Santiago – Chile.

1.1.2 Requerente: Pat Traffic Sistemas de Transporte Inteligente Ltda

Endereço: Rua Coriolano,2030 cj 20 – Vila Romana – São Paulo-SP.

CEP: 05047-002

1.2 Descrição: Sistema portátil para pesagem dinâmica de eixos de veículos rodoviários, equilíbrio automático, eletrônico, digital, constituído basicamente por duas placas de pesagem metálicas com dispositivo receptor de carga em aço, eletrônico, fonte de alimentação, um monitor padrão SVGA, teclado e mouse.

1.3 Marca: PAT

1.4 Modelo, carga máxima, valor de divisão de verificação, velocidade máxima, carga mínima e dimensões do dispositivo receptor de carga, constantes do quadro abaixo:

Modelo	Carga Máxima (Max) (kg)	Valor de Divisão de Verificação (e) (kg)	Velocidade Máxima Durante a Pesagem (km/h)	Carga Mínima (Min) (kg)	Dimensões do Dispositivo Receptor de Carga (mm)
DAW300PC/LS	30 000	10	6	100	1000 x 500 x 25

Figura II.1 –Portaria do INMETRO 166/2006.

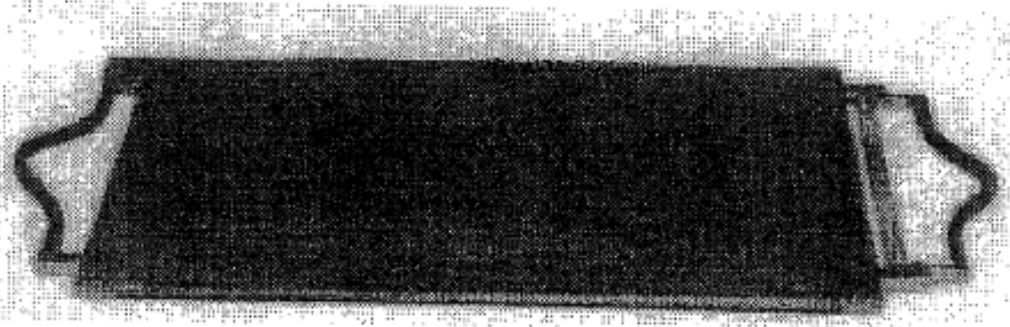

		
DESENHO ANEXO À PORTARIA INMETRO/DIMEL Nº 166 DE 22 DE agosto DE 2006.		
	FABRICANTE: PAT TRAFFIC SISTEMA DE TRANSPORTE INTELIGENTE LTDA	COTAS EM: mm
	PERSPECTIVA DA PLACA DE PESAGEM DO MODELO DAW 300PC/LS	ESCALA: S/E
		ANEXO: 01

Figura II.2 –Portaria do INMETRO 166/2006 (Cont.).

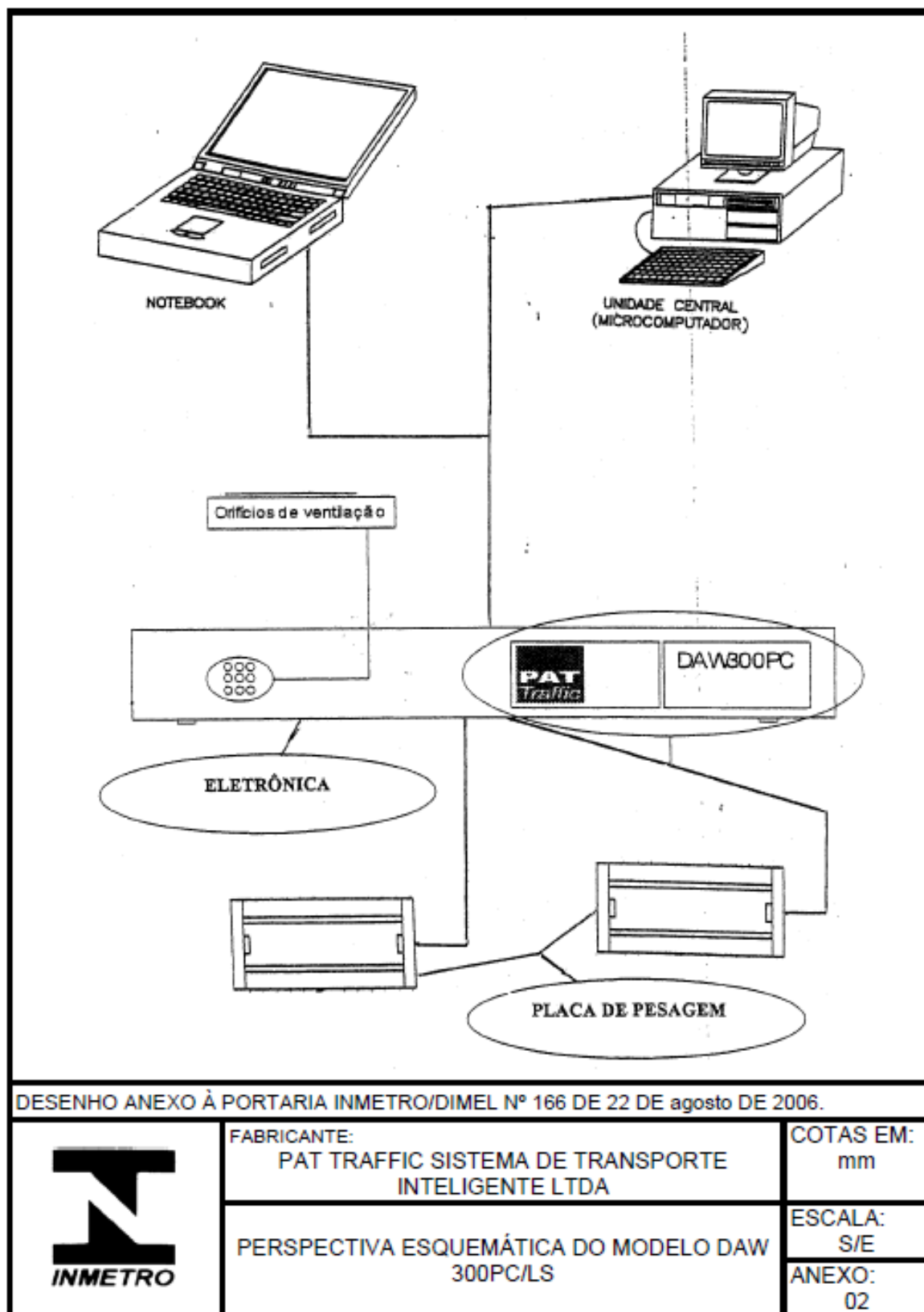


Figura II.3 –Portaria do INMETRO 166/2006 (Cont.).

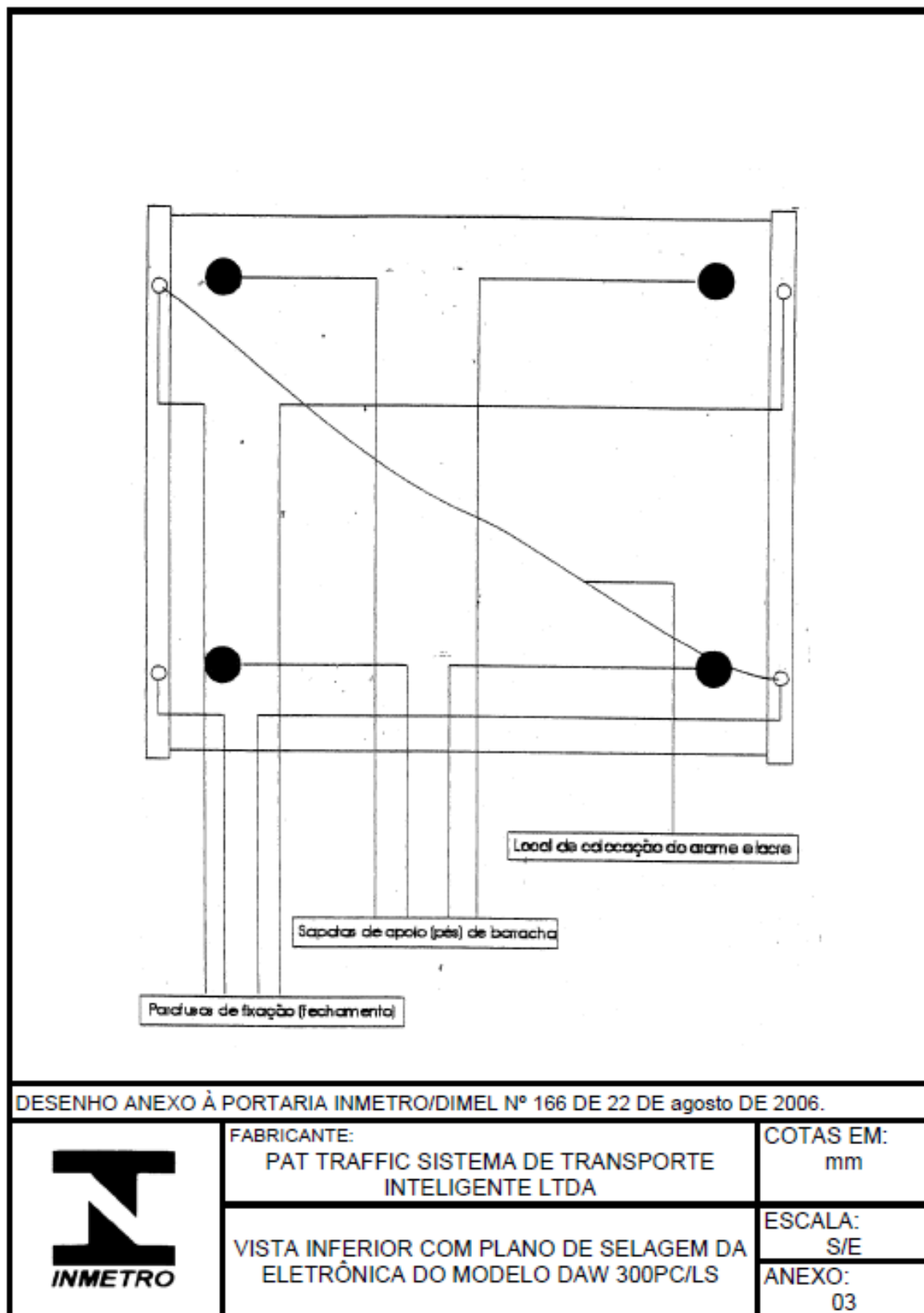


Figura II.4 –Portaria do INMETRO 166/2006 (Cont.).

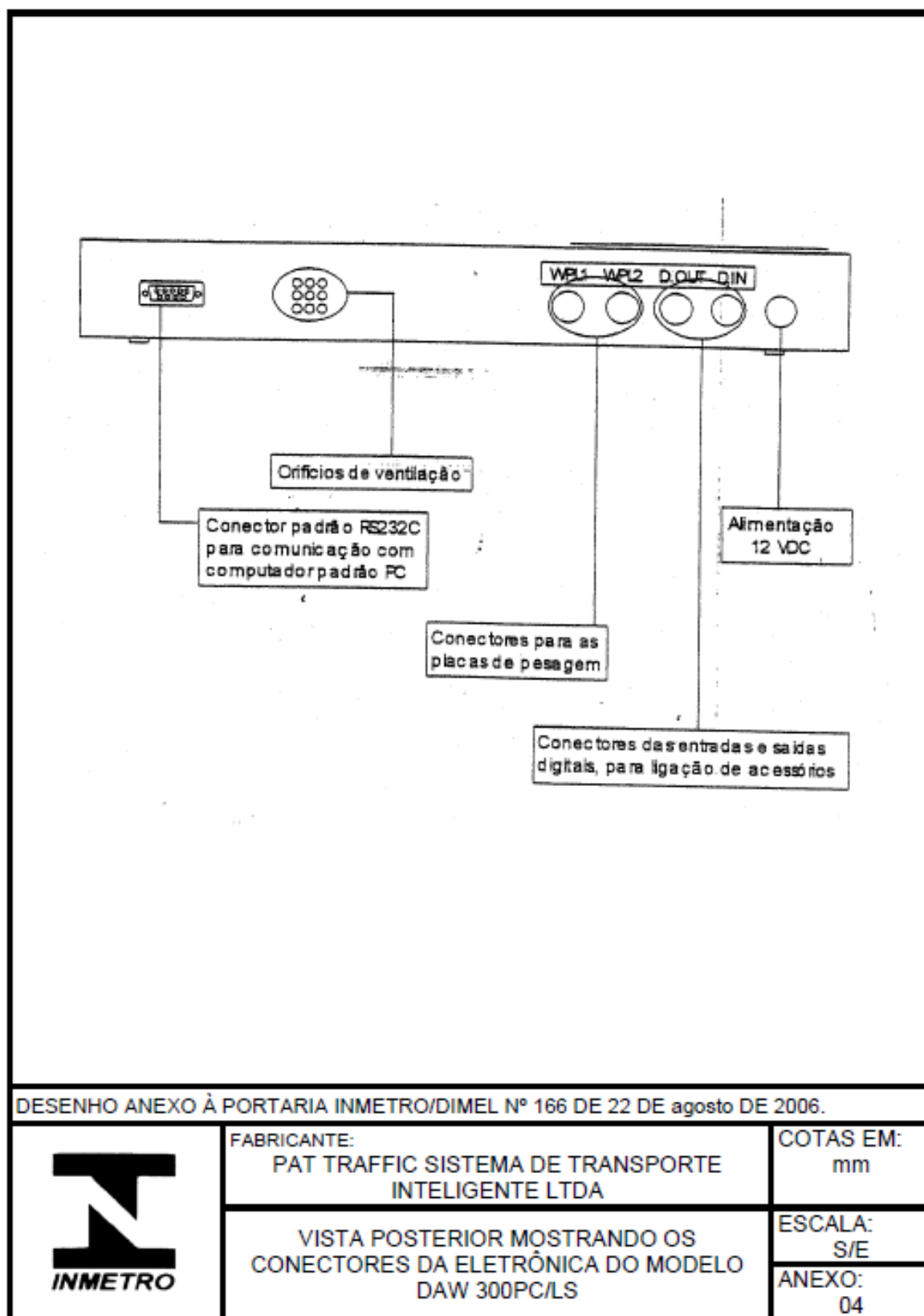


Figura II.5 –Portaria do INMETRO 166/2006 (Cont.).

ANEXO III - INFORMAÇÕES DO MÓDULO DE AQUISIÇÃO DE DADOS MODELO ADS 2000 – LYNX

ADS2000 IP

Sistema integrado compacto, modular, configurável para as mais diversas aplicações.

Composto por:

- ▣ gabinete compacto ;
- ▣ alimentação AC (90~240 Vac) e DC (10 a 18 Vdc);
- ▣ fonte 24 Vdc para sensores;
- ▣ condicionadores de sinais;
- ▣ controlador com conversor A/D e comunicação com PC.

As principais características são:

- ▣ comunicação em rede Ethernet/IP;
- ▣ até 2 (4, sob consulta) condicionadores de sinais por gabinete;
- ▣ conversor A/D de 16 bits com tempo de conversão de 12,5 μ s/canal;
- ▣ sincronismo de até 4 unidades, permitindo até 128 canais (256 com gabinete para 4 condicionadores);
- ▣ entrada para 6 sinais de pulso (opcional);
- ▣ opções de condicionadores de sinais: AI2080, AI2161 e AI2164.

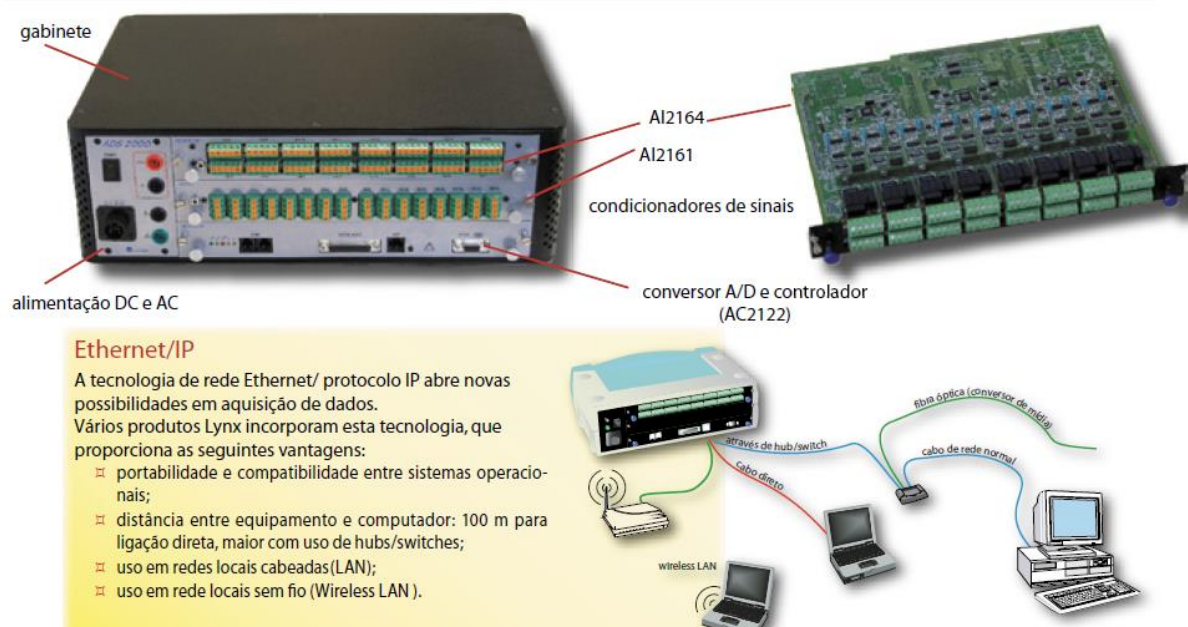


Figura III.1 –Equipamento ADS 2000 da Lynx.

Controladores de aquisição

	CAD12/32-IP	ADS0500	AC1120	AC1160	AC2122
interface	IP(Ethernet)	IP(Ethernet)	IP(Ethernet)	IP(Ethernet)	IP(Ethernet)
conversor A/D resolução quantidade de canais tempo de conversão	12 bits 16 simples 10 µs	12 bits 16 simples 10 µs	12 bits 16 simples 2 µs	16 bits 16 simples 10 µs	16 bits 16 simples 12,5 µs
conversor D/A quantidade x resolução	2 × 16 bits ^{OPC}	2 × 16 bits ^{OPC}	2 × 16 bits ^{OPC} 16 × 16 bits ^{OPC}	2 × 16 bits ^{OPC} 16 × 16 bits ^{OPC}	N.D.
tensão de saída	± 10 V	± 10 V	± 10 V	± 10 V	
entradas/saídas digitais	16e/ 16s/ TTL	16e/ 16s/ TTL	16e/ 16s/ TTL	16e/ 16s/ TTL	8e/ 8s/ TTL
entradas de pulsos	1 (ct)	1 (ct)	1 (ct/f _{MD} /f _{PP})	1 (ct/f _{MD} /f _{PP})	6 ^{OPC} (ct/f _{MD} /f _{PP})
interrupção	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	NA.
DMA	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.

Condicionadores de sinais

	ADS0500	MCS1000-V3	AI2080	AI2161	AI2164
família	ADS500 (integrado)	ADS1000/uso avulso	ADS2000	ADS2000	ADS2000
canais	8/16	8/16	8	16	8/16
tipo de entrada	V, I, ponte R, tp, pot Pt100 ^{OPC} , IPz ^{OPC}	V, I, ponte R, tp, pot	V, I, ponte R, tp, pot, Pt100	V, I, ponte R, tp, pot, Pt100 ^{OPC} , IPz ^{OPC}	V, I, ponte R, tp, pot
ganhos	1/100/200/300/600 (manual)	1/100/200/300/600 (manual)	1/2/5/10/100 (manual)	1 a 5000, seq 1/2/ 5 (semi-ssw)	1 a 5000, seq 1/2/5 (ssw)
filtros	20 Hz (alterável)	20 Hz (alterável)	35 Hz (alterável)	5/ 20/100/200/2kHz (ssw)	3/30 /100/1k/3kHz (ssw)
alimentação de sensores	2,5/5/10 V	2,5/5 /10 V	5/12 V	0,25/0,5/0,75/2,5/5 /7,5 V	0,125/2,5/5 7,5/10 V
balanço	manual	manual	manual	ssw	ssw
shunt cal	manual	manual	N.D.	1 para terra (ssw)	3 para terra/Vexc (ssw)
isolação galvânica	N.D.	N.D.	500 V _{AC}	N.D.	N.D.

Legenda:

OPC: opcional N.A.: não aplicável N.D.: não disponível ssw: selecionável por software
 ct: contagem f_{MD}: frequência média f_{PP}: frequência período a período

Tipos de entrada:

V:	tensão até ±10 V
I:	corrente
ponte R:	ponte resistiva: completa, ½, ¼ em 120 e 350 Ω
tp:	termopar
pot:	potenciômetro
IPz:	sensores piezoelétricos alimentados por corrente
Pt100	sensor de temperatura de platina

Requisitos:

AqDados / AqDAnalysis 7

- ☒ Sistema operacional XP, Vista (32 ou 64 bits) ou 7 (32 ou 64 bits)
- ☒ Interface de rede para sistemas IP;
- ☒ Unidade de disco com capacidade para arquivamento dos dados (vide abaixo).

Para calcular o espaço necessário para arquivamento, use a seguinte equação para calcular o espaço ocupado por um arquivo:

$$\text{Tamanho (aprox)} = 2^*[\text{frequência}] * [\text{número de canais}] * [\text{duração}]$$

Exemplo:

100 amostras/seg
 32 canais
 1 hora = 3600 seg
 Tamanho = 2*100*32*3600 = 23 MBytes

Figura III.2 –Equipamento ADS 2000 da Lynx(Cont.)