UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

LUCAS PINOTTI CANDELORO

Sistemas multicorpos avançados – modelamento da interação
dinâmica entre veículo e via permanente de metrô

São Carlos
2015

LUCAS PINOTTI CANDELOORO

Sistemas multicorpos avançados – modelamento da interação
dinâmica entre veículo e via permanente de metrô

Dissertação apresentada ao Departamento de
Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia
de São Carlos da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Mestre em Ciências.

Área de Concentração: Dinâmica das Máquinas

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE DA
VERSÃO CORRIGIDA.
A VERSÃO ORIGINAL ENCONTRA-
SE DISPONÍVEL JUNTO AO
DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA
EESC-USP.

São Carlos - SP

2015

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

C216s Candeloro, Lucas Pinotti
Sistemas multicorpos avançados - modelamento da
interação dinâmica entre veículo e via permanente de
metrô / Lucas Pinotti Candeloro; orientador Álvaro
Costa Neto. São Carlos, 2015.

Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em
Dinâmica de Máquinas e Sistemas -- Escola de Engenharia
de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2015.

1. Sistemas multicorpos. 2. Dinâmica veicular. 3.
Contato roda-trilho. 4. Metrô. 5. Ferrovias. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **LUCAS PINOTTI CANDELORO**.

Título da dissertação: "Sistemas multicorpos avançados – modelamento da interação dinâmica entre veículo e via permanente de metrô".

Data da defesa: 06/05/2015

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Dr. **Alvaro Costa Neto (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

APROVADO

Prof. Dr. **Roberto Spinola Barbosa**
(Escola Politécnica/EP-USP)

APROVADO

Dr. **Marcelo Prado**
(I-Healthsys Produtos Médicos)

APROVADO

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Gherhardt Ribatski**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Paulo César Lima Segantine**

Aos meus avós (*in memoriam*), meus pais e minhas irmãs, pelo apoio incondicional a minha formação pessoal e profissional, à minha namorada pela enorme paciência e aos meus amigos pelo apoio moral na realização deste trabalho.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Álvaro, pela atenção e apoio durante o processo de definição do tema e orientação.

Aos engº Sérgio Massaru (*in memorian*), engº Antonio Márcio, engº Miguel Yuji, engº Thomaz, engº Silvestre, engº Sérgio Luis, e aos outros colegas do Metrô de São Paulo por apoiarem e incentivarem minha participação no programa de mestrado.

À Companhia do Metropolitano de São Paulo – Metrô, por apoiar a formação continuada de seus recursos humanos.

À Escola de Engenharia de São Carlos, pela oportunidade de realização do curso de mestrado.

À VI-Grade, pelo fornecimento de licença acadêmica do programa VI-Rail, com o qual foi possível realizar as simulações computacionais deste trabalho.

“To find yourself, think for yourself.”

Socrates

“Wise men speak because they have something to say; fools because they have to say something.”

Platão

“Learning is not child's play; we cannot learn without pain.”

Aristóteles

RESUMO

CANDELOORO, L.P. **Sistemas multicorpos avançados – modelamento da interação dinâmica entre veículo e via permanente de metrô.** 2014. 155 f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2014.

Nos dias de hoje, a simulação dinâmica de veículos metroviários tem sido um importante método de análise e verificação, tanto no âmbito de projeto, como na engenharia de manutenção. Os pacotes de simulação disponíveis no mercado são altamente desenvolvidos e podem ser adaptados para os mais diversos cenários. O presente trabalho tem por objetivo demonstrar a funcionalidade destes programas, fundamentando a teoria por trás de seu algoritmo computacional, de maneira a expandir a fronteira de conhecimento nas engenharias de projeto e de manutenção. Para isso, são efetuados dois estudos de caso: passagem de veículo em região de abertura de bitola em curva de raio constante; passagem de veículo em sequência de curvas reversas. Sendo assim, esta dissertação apresenta uma visão geral sobre o estado da arte na simulação da interação veículo e via permanente.

Palavras-chave: Sistemas multicorpos, Dinâmica veicular, Contato roda-trilho, Metrô, Ferrovias.

ABSTRACT

CANDELOORO, L.P. **Advanced multibody systems – modelling the dynamics interaction between vehicle and permanente way of metro.** 2014. Thesis (Master) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2014.

Nowadays, the dynamic simulation of metro vehicles have been an important method of analysis and verification in design engineering as in maintenance engineering. The simulation packages available are highly developed and can be adapted for different scenarios. This paper aims to demonstrate the functionality of these programs, supporting the theory behind its computational algorithm, in order to expand the frontier of knowledge in the national design and maintenance engineerings. For this, two case studies are made of: modelling flexible permanent way; modelling AMVs and crossings; passing vehicle in a region with gauge opening on a constant radius curve; passing a vehicle sequence of reverse curves. Thus, this dissertation presents an overview of the state of the art in the simulation of the interaction vehicle and permanent way of metro.

Keywords: Multibody systems, Vehicle dynamic, Wheel-rail contact, Metro, Railway.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Incremento das viagens por modo metrô por sub-região da RMSP	32
Figura 2 - Oscilação cinemática de rodeiro ou "hunting".	34
Figura 3 - Dedução cinemática do movimento de rodeiro de rodas cônicas de Redtenbacher (1855 apud IWNICKI, 2006).	35
Figura 4 - Forças atuantes em truque em curva (MACKENZIE, 1883 apud IWNICKI, 2006).	36
Figura 5 - Diagrama de estabilidade de Carter (1928 apud IWNICKI, 2006).	40
Figura 6 - Velocidade do veículo x rigidez lateral da suspensão. Fonte: Iwnicki (2006).	42
Figura 7 - Forças tangenciais e normais no rodeiro sem contato do friso (a) e com contato do friso (b).	43
Figura 8 - Curvas de saturação da aderência por diferentes modelos. Fonte: Iwnicki (2006).	48
Figura 9 - Graus de liberdade do rodeiro. Fonte: Iwnicki (2006).	51
Figura 10 - Representação esquemática do contato entre roda e trilho. Fonte: Iwnicki (2006).	52
Figura 11 - Caso geral do contato de Hertz. Fonte: Iwnicki (2006).	53
Figura 12 - Região de contato de Hertz entre roda e trilho. Fonte: Iwnicki (2006).	53
Figura 13 - Determinação do ponto de contato entre roda e trilho. Fonte: Iwnicki (2006).	55
Figura 14 - Modelo esquemático das forças entre rodeiro e trilhos. Fonte: Iwnicki (2006).	57
Figura 15 - Modelo de Coulomb e modelo de aderência. Fonte: Iwnicki (2006).	57
Figura 16 - Componentes da via permanente em lastro. Fonte: Iwnicki (2006).	58
Figura 17 - Comparação do perfil de viga I com perfil de trilho Vignole.	59
Figura 18 - Dormente de concreto monobloco. Fonte: Sateba.	60
Figura 19 - Dormente de concreto "twin-block". Fonte: Sateba.	61
Figura 20 - Dormente de aço. Fonte: Railway-technology.	61
Figura 21 - Exemplo de receptância da via para trilho carregado por força variável es senoidais. Fonte: Iwnicki (2006).	64
Figura 22 - Viga apoiada em fundação elástica. Fonte: Iwnicki (2006).	71
Figura 23 - Trilho disposto em via discretizada. Fonte: Iwnicki (2006).	71
Figura 24 - Modelo dinâmico de via permanente contendo trilho, dormentes, lastro e elemento de liquidação. Fonte: Iwnicki (2006).	72
Figura 25 - Plano de Contato da Roda com a Agulha e o Trilho de Encosto. Fonte: norma EN 13232-9 (BSI, 2006).	73
Figura 26 - Parâmetros de Desgaste do Perfil da Roda (Fonte: norma EN 13232-9)	74
Figura 27 - Retração do Perfil da Agulha Sob o Trilho de Encosto. Fonte: norma EN 13232-9 (BSI, 2006).	74
Figura 28 - Ponta do Núcleo do Jacaré. Fonte: adaptado da norma EN 13232-9 (BSI, 2006).	75
Figura 29 - Sistemas de referência fixo e auxiliar. Fonte: Iwnicki (2006).	75
Figura 30 - Graus de liberdade do rodeiro. Fonte: Iwnicki (2006).	77
Figura 31 - Modelo Físico do Rodeiro. Fonte: Barbosa (1999).	78
Figura 32 - Diagrama de Bloco da Rotina de Cálculo das Forças de Contato. Fonte: Costa Neto (1992).	79

Figura 33 - Diagrama do processo de simulação computacional metro-ferroviária. Fonte: Adaptado de Andersson, Berg, Stichel (2005).	82
Figura 34 – Sistemas de referência da cinemática de veículo metro-ferroviário. Fonte: Iwnicki (2006).	84
Figura 35 - Modelo de mola com efeitos não lineares de atrito e seu gráfico força x deslocamento (Fonte: Iwnicki, 2006).	87
Figura 36 - Força x deslocamento para excitação harmônica. Fonte: Iwnicki (2006).	88
Figura 37 - Exemplo de modelo flexível de via permanente. Fonte: Claesson (2005).	89
Figura 38 - Amplitude dos ciclos limite em função da velocidade. Fonte: Iwnicki (2006).	91
Figura 39 – Acelerações verticais ou “ride” em função da velocidade. Fonte: Iwnicki (2006).	94
Figura 40 - Influência do comprimento de onda na dinâmica vertical do veículo. Fonte: Iwnicki (2006).	95
Figura 41 - Contatos não elípticos para perfis S1002/UIC60.	102
Figura 42 - Comparação do parâmetro L/V calculado por vários programas. (Fonte: IAVSD benchmarks, 1999)	104
Figura 43 - Modelo do truque	105
Figura 44 - Amortecimento da suspensão primária.	107
Figura 45 - Amortecimento da suspensão secundária.	107
Figura 46 - Amortecimento de guinada do truque.	108
Figura 47 - Amortecimento de rolagem.	108
Figura 48 - Modelo da Caixa	109
Figura 49 - Modelo do Carro	110
Figura 50 - Curvatura da via permanente	110
Figura 51 - Propriedades de contato durante a simulação.	112
Figura 52 - Esforços nas rodas durante trajeto do veículo.	112
Figura 53 - Primeiro modo de vibrar com frequência de 0,4990 Hz.	113
Figura 54 - Segundo modo de vibrar com frequência de 0,7035 Hz.	113
Figura 55 - Terceiro modo com frequência de 1,1064 Hz.	114
Figura 56 - Quinto modo com frequência de 1,4676 Hz.	114
Figura 57 - Sexto modo com frequência de 11,1074 Hz	114
Figura 58 - Sétimo modo com frequência de 11,1233 Hz.	115
Figura 59 - Curvatura da via.	117
Figura 60 - Superelevação da via.	117
Figura 61 - Ângulo de ataque dos quatro rodeiros.	118
Figura 62 - Relação L/V para as rodas do truque dianteiro.	118
Figura 63 - Contato das rodas dos rodeiros no início da inscrição na curva.	119
Figura 64 - Contato das rodas dos rodeiros na curva de transição.	119
Figura 65 - Contato das rodas dos rodeiros no início da curva de 320 m de raio.	120
Figura 66 - Contato das rodas dos rodeiros no meio da curva da 320 metros de raio.	120
Figura 67 - Veículo realizando inscrição da curva de transição.	121
Figura 68 - Veículo percorrendo a curva de 320 m de raio constante.	121
Figura 69 - Abertura de bitola.	122
Figura 70 - Contato das rodas no início da região com abertura de bitola.	122
Figura 71 - Contato das rodas no final da abertura de bitola.	123
Figura 72 - Ângulo de ataque de cada um dos quatro rodeiros na abertura de bitola.	123
Figura 73 - Relação L/V para as rodas do truque dianteiro.	124
Figura 74 - Veículo com o primeiro truque na região com abertura máxima de bitola.	124

Figura 75 - Veículo com o segundo truque na região com abertura máxima de bitola	125
Figura 76 - Curvatura da via.	125
Figura 77 - Veículo no momento que inscreve a curva reversa.....	126
Figura 78 - Veículo trafegando a curva reversa.	126
Figura 79 - Relação L/V para rodas do truque dianteiro.....	127
Figura 80 - Relação L/V para rodas do truque traseiro.....	127
Figura 81 - Veículo na região da primeira curva.....	128
Figura 82 - Veículo na região da curva reversa.....	128

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Elementos da Representação Topológica.....	80
Tabela 2 – Dimensões e propriedades geométricas dos componentes do truque.....	106
Tabela 3 – Propriedades de molas e amortecedores dos truques.....	107
Tabela 4 - Propriedades da caixa do carro metroferroviário.....	109
Tabela 5 - Modos de vibrar do carro e suas frequências naturais.	115

LISTA DE SIGLAS

AAR	Association of American Railroad
ADAMS	Automatic Dynamic Analysus of Mechanical System
ANTP	Agência Nacional de Transporte de Passageiros
ANTT	Agência Nacional de Transporte Terrestre
AREMA	American Railway Engineering and Maintenance of Way Association
ASME	American Society of Mechanical Engineers
CMSP	Companhia do Metropolitano de São Paulo - Metrô
FASTSIM	Algoritmo de Cálculo das Forças de Contato
MEF	Método dos Elementos Finitos
GDL	Graus de Liberdade
IAVSD	International Association of Vehicle System Dynamics
MBS	Multibody Systems
PSD	Power Spectral Density
UIC	Union Internationale des Chemins de fer

LISTA DE SÍMBOLOS

a, b : semi-eixos longitudinal e lateral de uma elipse

f_x, f_y : forças de contato no plano tangente Oxy

m, n, r : parâmetros de Hertz

p_x, p_y, p_z : pressões de contato, normal, transversal, longitudinal

r_0 : raio de giro da roda, em torno do eixo Oy

r_n : raio da roda no ponto de contato longitudinal

t_y : deslocamento lateral da roda para o trilho

A, B : curvaturas no ponto de contato

D_r : bitola da via - distância entre as faces interiores dos trilhos

D_w : bitola do rodeiro - distância interna entre os flanges das rodas

D_c : bitola efetiva - distância entre os pontos de contato

E : módulo de elasticidade do material (ou de Young)

G : módulo de cisalhamento do material

F_x : força longitudinal

L : carga lateral da roda em contato com o trilho

Q : carga vertical da roda em contato com o trilho

c_{11}, c_{22}, c_{33} : coeficientes de Kalker

L_1, L_2, L_3 : coeficientes elásticos de Kalker

N : carga normal no contato entre dois corpos

OXYZ: sistema de referência da via

Ox: eixo longitudinal na direção de rolagem

Oxyz: sistema de referência no ponto de contato

Oy: eixo lateral, à esquerda

Oz: eixo vertical, para o topo

Rrx: raio transversal do perfil do trilho

R_{wx} : raio transversal do perfil da roda

V_x : velocidade longitudinal do rodeiro

α : ângulo de guinada ou “yaw angle”

d : redução relativa da distância entre corpos elásticos pela teoria de Hertz

w : escorregamento de giro ou “spin creepage”

γ : ângulo de contato, inclinação dos perfis no ponto de contato, para qualquer posição do rodeiro

γ_0 : ângulo de contato na posição central do rodeiro

γ_e : conicidade equivalente

μ : coeficiente de aderência

ν : a razão de Poisson do material

v_x : escorregamento longitudinal ou “longitudinal creepage”

v_y : escorregamento lateral ou “lateral creepage”

ω : velocidade de rotação do rodeiro ao redor de O_y

ϕ : ângulo de inclinação das rodas

δ_0 : inclinação do perfil da roda no ponto de contato

Ψ : ângulo de guinada

Sumário

1. INTRODUÇÃO.....	29
1.1. Motivação	31
1.2. Objetivos	32
2. REVISÃO DA LITERATURA.....	33
3. REVISÃO TEÓRICA	51
3.1. Contato roda-trilho.....	51
3.2. Via permanente	58
3.3. Modelo Dinâmico da Via Permanente	70
3.4. Aparelho de Mudança de Via (AMV)	72
3.5. Mecânica de corpos rígidos.....	75
3.6. Modelagem multicorpos	77
3.7. Representação topológica de sistemas multicorpos.....	79
4. MATERIAIS E MÉTODOS	81
4.1. Algoritmos computacionais para simulação de sistema multicorpos da interação entre veículo e via metroferroviária.....	81
4.2. Métricas para avaliação de desempenho das simulações	96
5. DESENVOLVIMENTO DO MODELO MULTICORPOS	105
5.1. Introdução	105
5.2. Desenvolvimento do Modelo	105
5.3. Verificação da funcionalidade do modelo	110
5.4. Análise modal da montagem ou “assembly” do carro de passageiros	112
6. ESTUDO DE CASO.....	116
6.1. Análise Dinâmico de Veículo em Curva de 320 metros de Raio Constante ..	116
6.2. Análise em Curva de 320 metros de Raio Constante com Abertura de Bitola 122	
6.3. Análise em curva de 320 metros de raio constante seguida por curva reversa de mesmo raio.....	125
7. Conclusão e Recomendações para Trabalhos Futuros	129
7.1. Conclusão	129
7.2. Recomendações para Trabalhos Futuros	130
REFERÊNCIAS.....	133
ANEXO A.....	145
ANEXO B.....	147

ANEXO C.....149

ANEXO D.....153

ANEXO E.....155

ANEXO F.....157

ANEXO G.....159

1. INTRODUÇÃO

O transporte metroviário é de extrema importância no deslocamento urbano das pessoas. Por possuir uma elevada capacidade de carga, constitui um sistema de alta eficiência energética, contribui para a redução de gases poluentes e possui elevado índice de segurança.

A aplicação deste modo de transporte contribui para o desenvolvimento de metrópoles populosas, uma vez que permite a formação de pólos de empregos e de serviços, como saúde e educação, de maneira descentralizada e de fácil acesso. Por conta disso, é possível notar a valorização imobiliária dos bairros quando da inauguração de uma nova linha. Estudo mostrou que “...imóveis lindeiros a estação de Metrô valem até 30% a mais...” (Barone. M. et al, 2010).

A busca pelo desempenho da via permanente encontra-se ampliada com a crescente onda de investimentos em transportes de alta capacidade. O Metrô de São Paulo possui 58 estações e 65,3 km de metrô distribuídos pelas Linhas 1-Azul, 2-Verde, 3-Vermelha e 5-Lilás (METRÔ-SP). Atualmente o sistema está em expansão com o prolongamento da Linha 5-Lilás, ligando a Estação Largo Treze à Estação Chácara Klabin da Linha 2-Verde, ampliando essa linha para 19,9 km e 17 estações. Também estão em construção as Linhas 15-Prata e 17-Ouro, de Monotrilho, totalizando 33,5 km, e a construção de mais cinco estações da Linha 4-Amarela (METRÔ-SP). A configuração geográfica da rede pode ser visualizada no Anexo A.

De acordo com medição recente, a capacidade de carga nos trens metroviários é de até 18 toneladas por eixo (ton/eixo), que é um valor inferior comparado ao de ferrovias de carga de valores superiores a 32 ton/eixo. Por outro lado, a frequência de tráfego do Metrô é consideravelmente superior, com intervalo entre trens (headway) de 90 segundos, enquanto nas ferrovias de carga fica em torno de 10 minutos, ou seja, o menor carregamento por eixo do Metrô é agravado pela maior frequência de veículos passando, de maneira que os equipamentos de via permanente sofrem um desgaste semelhante ao de uma ferrovia de carga.

É nesta situação que se justifica o estudo da Dinâmica Veicular. É a ciência que estuda o movimento dos veículos, no caso deste trabalho veículos metroferroviários. Para tanto, é necessário compreender o fenômeno de contato entre rodas e trilhos, o qual será descrito em detalhes na Revisão da Literatura. Tal área de estudo tem por objetivo prever o comportamento de carros de metrô em situações extremas de funcionamento, de modo a garantir a segurança do sistema.

Já a técnica de modelagem de sistemas é a tarefa pela qual se descreve um fenômeno observável em equações matemáticas, utilizando as leis da física, teorias da engenharia, e considerando certas hipóteses e simplificações, mas ainda assim obtendo uma correlação entre os fenômenos observados e aqueles simulados com o modelo.

Além do profundo conhecimento da teoria envolvida, uma grande parte da dificuldade consiste em obter as características inerciais, de rigidez e de amortecimento dos diversos componentes do veículo – rodeiros, truques, caixa, suspensões primária e secundária – e também da via permanente – lastro, massa-mola, palmilhas resilientes, placas de fixação elastoméricas, dormentes e trilhos.

Em um contexto que envolve o equacionamento de muitos componentes faz-se necessária a utilização da técnica de Sistemas Multicorpos. Considerando a atual capacidade de memória e processamento dos computadores é possível realizar a simulação de modelos bem completos, ou seja mais próximos da realidade, de forma a obter uma boa representatividade do comportamento dinâmico em estudo.

Cada vez mais nota-se o quanto a tecnologia CAE (Computer Aided Engineering – Engenharia Auxiliada pela Computação) agrega no desenvolvimento de novos produtos e processos. Ao se tratar da Dinâmica Veicular em metrô e ferrovias existem diversas ferramentas que podem auxiliar no estudo da Dinâmica Veicular. Como exemplos de programas para análise de sistemas multicorpos atualmente disponíveis no mercado e com boa confiabilidade e robustez em seu código pode-se citar: ADAMS/VI-Rail, Medyna, Nucars, Simpack e Vampire.

Os primeiros algoritmos datam do início do século XX, com os trabalhos de Carter. Daquela época em diante foram extensamente desenvolvidos, de maneira a permitir

a realização de análise sobre uma ampla gama de fatores, seja do veículo ou da via permanente. Além disso, atualmente tais programas contam com uma interface amigável (“user frindly interface”).

Por conta da complexidade do tratamento matemático das equações que envolvem o estudo da Dinâmica Veicular percebe-se que existe uma mística em torno da aplicação dessas ferramentas. Sendo assim, constitui uma área de estudo em franca expansão e com inúmeras oportunidades de aplicação.

O engenheiro dinamicista deve, portanto, eliminar qualquer receio das corporações em utilizar programas CAE, comprovando junto corpo gerencial ou diretor as vantagens destes estudos, os quais permitem acelerar o desenvolvimento de novos produtos, bem como reduzir os custos de processos de manutenção.

1.1.Motivação

A Figura 1 mostra a evolução da utilização de Metrô entre os anos de 2007 e 2012, pela população da Região Metropolitana de São Paulo (RMSP) e a contribuição de cada sub-região. Em cinco anos houve um incremento de 45%, o que demonstra a crescente importância deste modo.

Figura 1 - Incremento das viagens por modo metrô por sub-região da RMSP
(Fonte: Pesquisa de Mobilidade 2012 da Companhia do Metropolitano de São Paulo)

1.2. Objetivos

A presente dissertação tem por objetivo levantar os fundamentos teóricos necessários para a realização de estudos do contato roda/trilho em veículos metroviários, bem como realizar o estudo de um modelo computacional multicorpos.

O texto está dividido em quatro partes. A primeira contém o histórico das teorias de contato roda/trilho, a segunda descreve os fundamentos da teoria de modelos dinâmicos multicorpos, a terceira expõe os parâmetros essenciais para representar os elementos de via permanente para o objeto de simulação computacional e, finalmente, a última parte mostra um estudo de caso e a conclusão do trabalho.

Nesta dissertação são apresentados estudos de caso para demonstrar algumas funcionalidades das ferramentas de simulação multicorpos aplicadas à melhoria da via permanente.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Não é possível dissertar sobre a mecânica do contato roda-trilho sem considerar a sua história. Os fenômenos de desgaste de rodas e trilhos e a influência do contato na dinâmica veicular tem sido investigados desde meados do século XIX. Dessa maneira, os fundamentos teóricos são abordados neste trabalho de acordo com uma ordem histórica.

O estudo do contato roda-trilho pode ser dividido em duas partes, normal e tangencial. O contato normal entre corpos foi equacionado por Heinrich Hertz com a proposta de uma solução analítica para dois corpos cujas superfícies sejam definidas por polinômios de segunda ordem, sem atrito, equações de movimento lineares e módulo de elasticidade dos materiais constante. Tal desenvolvimento foi publicado em artigos de 1881 e 1885.

Um dos primeiros autores a estudar o contato normal para o caso de ferrovias foi Ferdinand Redtenbacher. Em um de seus livros, desenvolveu sua própria teoria de contato, já que na época não existia a teoria de Hertz. Para isso, usou um cilindro em contato com um plano em uma análise bidimensional, com a qual obteve uma fórmula que determinava uma relação constante entre a força normal, a largura e o raio do cilindro.

A teoria Hertziana continua válida até os dias atuais, embora algumas melhorias ampliassem sua aplicação. Em 1969, Kik e Piotrowski desenvolveram um método aproximado para calcular a força normal do contato roda-trilho durante a rolagem e Knothe e Le The, em 1984, contribuíram com a teoria de Hertz ampliando-a para o caso de superfícies de contato não elípticas.

O movimento de “hunting”, que será explicado em detalhes mais adiante, foi investigado inicialmente por Klingel em 1883, que equacionou um rodeiro isoladamente, enquanto o primeiro modelo para um veículo completo foi desenvolvido em 1886 por Boedecker. Finalmente, em 1916, Carter elaborou uma análise de estabilidade que considerou tanto a cinemática como a mecânica do contato.

Já o problema do contato tangencial foi tratado por Frederick Carter a partir de 1926, fornecendo uma solução analítica para a força proveniente do escorregamento parcial entre dois corpos em rolamento. Simultaneamente, Hans Fromm desenvolveu uma solução numérica para o mesmo fenômeno aplicado no contato de dois cilindros.

Nas ultimas seis décadas as maiores contribuições na mecânica do contato de rolamento foram de Kenneth Jonhson e Joost Kalker. O primeiro solucionou o problema do contato tangencial tridimensional. Por outro lado, Kalker desenvolveu métodos numéricos que resultaram em algoritmos computacionais, os quais continuam amplamente utilizados.

Há indícios de que a roda de perfil cônico existe desde o século XVII. A posição dos frisos ficava no interior, no exterior ou mesmo em ambos os lados das rodas. As rodas eram normalmente fixas ao eixo, apesar de rodas de rotação livre, por vezes, terem sido utilizadas a fim de reduzir o atrito em curvas.

A observação dos fenômenos dos primeiros veículos levou a descrições analíticas de seu comportamento dinâmico, como a descrição de Stephenson da oscilação cinemática, discutidas a seguir. No século XIX os primeiros modelos matemáticos da ação das rodas cônicas foram introduzidos por Redtenbacher (1855) e Klingel (1883).

Figura 2 - Oscilação cinemática de rodeiro ou "hunting".

Em 1883, Klingel forneceu a primeira análise matemática da oscilação cinemática ou "hunting", ver Figura 2, determinando o comprimento de onda A da oscilação senoidal em função da conicidade do rodeiro λ , do raio da roda r_0 e da distância lateral entre os pontos de contato $2l$, como se observa na equação (1).

$$A = 2\pi(r_0 \cdot l / \lambda)^{1/2} \quad (1)$$

A ação de um rodeiro com rodas cônicas em uma curva foi compreendida intuitivamente no início do desenvolvimento das ferrovias. Sendo que Redtenbacher (1885 apud IWNIICKI, 2006), como ilustra a Figura 3.

Figura 3 - Dedução cinemática do movimento de rodeiro de rodas cônicas de Redtenbacher (1855 apud IWNIICKI, 2006).

Observa-se que a equação é uma relação geométrica entre a conicidade da roda externa para a da roda interna, incluindo o raio da curva R , o raio da roda r_0 , a distância entre os pontos de contato $2L$ e a conicidade l das rodas. A aplicação da fórmula de Redtenbacher mostra que um rodeiro só será capaz de se mover lateralmente se o raio de curvatura ou a folga do flange for suficientemente grande.

Em 1883, Mackenzie forneceu a primeira descrição correta de encurvamento, através de um tratamento numérico para as forças geradas em curva. Sua análise tem base no atrito de deslizamento e não considera a conicidade, sendo apropriado para curvas de pequenos raios, nas quais o rodeiro é guiado essencialmente pelos frisos. Referindo-se a Figura 4, explica-se:

- Se a roda externa do primeiro rodeiro não tivesse flange, ela percorreria um deslocamento retilíneo entre A e B. Contudo, a flange força a roda externa a percorrer na direção do segmento AC, ou seja, tangente à curva. Para isso, ocorre um deslizamento por uma distância equivalente ao segmento BC;
- Se essa mesma roda externa estivesse livre para rotacionar em relação ao eixo, ela percorreria ao longo do trilho até o ponto F. Como a roda interna percorre a distância de H a K, o rodeiro termina se posicionando entre os

pontos G e K. Assim, se ambas as rodas são fixas no eixo, a roda externa deve deslizar para frente a diferença entre F e G;

- Considerando que o motor não exerça uma força de tração e que ambas as rodas giram na mesma velocidade por estarem solidárias ao eixo, então a roda externa irá deslizar para frente de F a G. Considerando AL igual a BC, e LM igual a FG, a diagonal AM é a distância que a roda externa desliza para fazer uma revolução.

Figura 4 - Forças atuantes em truque em curva (MACKENZIE, 1883 apud IWNICKI, 2006).

Em seguida, aplica-se o mesmo raciocínio para as outras rodas, assumindo carregamentos diversos para os rodeiros em relação aos trilhos. Assim, os cálculos de Mackenzie mostraram que o flange da roda externa exerce contra a composição uma força suficiente para vencer o atrito dos flanges das outras rodas. Anteriormente, as forças centrífugas foram consideradas como a causa de muitos descarrilamentos. Ele ainda comentou que "o veículo parece viajar no sentido que aconteça a menor quantidade de deslizamento", prevendo o que viria a ser mais tarde uma técnica analítica desenvolvida por Heumann (1913 apud IWNICKI, 2006).

Trabalhos posteriores por Boedecker, von Helmholtz e Uebelacker (descritos por Gilchrist, 1998) foram realizados pela necessidade de evitar cargas excessivas nos veículos e na via, para locomotivas a vapor com entre-eixos longo passando em curvas de pequenos raios. Nessas teorias, a conicidade dos rodeiros é ignorada e as

rodas são consideradas em regime deslizante. As forças são, em seguida, equilibradas por uma força resultante. Esta abordagem culminou nos trabalhos de Heumann em 1913 e Porter em 1934 a 1935.

A sobrelevação das vias nas curvas foi introduzida nas ferrovias de Liverpool e Manchester em 1830, sendo calculada a relação entre sobrelevação do trilho externo e velocidade máxima. Este início da sobrelevação nestas ferrovias permitiu, pela primeira vez, que os veículos ferroviários fossem operados em velocidades elevadas, de modo que efeitos dinâmicos tornaram-se aparentes. A instabilidade de veículos de dois eixos era aceita e muitas vezes despercebida. Nos primeiros dias das ferrovias, tornou-se habitual unir dois e três veículos do eixo não só pelos acoplamentos, mas também por correntes laterais para proporcionar retenção de guinada entre vagões adjacentes, a fim de estabilizar os movimentos laterais.

Veículos de dois eixos, e outros veículos com eixos rígidos, apresentam limitações óbvias nas curvas. A primeira proposta de truque foi feita por William Chapman em 1797, mas foi nos Estados Unidos que o conceito foi primeiramente explorado. O desempenho de locomotivas com o padrão britânico nas ferrovias curvilíneas americanas era muito insatisfatório. Uma locomotiva com um truque rotativo líder foi introduzido em 1832 e melhorou radicalmente a estabilidade e comportamento em curva. Da mesma forma, o transporte de passageiros nos EUA começou a utilizar truques a partir de 1840. Estes primeiros truques possuíam entreeixos muito curtos que podiam girar livremente e tendiam a oscilar violentamente, o que provavelmente provocou descarrilamentos. Em 1850 aumentou-se o entre-eixo dos truques, melhorando significativamente a estabilidade. Na Grã-Bretanha, os engenheiros estavam cautelosos quanto à utilização dos truques. Em 1845, Fernihough chamou a atenção para o perigo da oscilação dos truques em seu depoimento perante a Comissão de Ferrovias. Ele ainda sugeriu que a oscilação poderia ser controlada pela resistência à fricção de um anel do rolamento de grande diâmetro, o que se tornou prática corrente a partir de 1850. Esta medida permitiu aos truques passarem por curvas fechadas em baixas velocidades, evitando ao mesmo tempo o “*hunting*” do truque em via tangente.

As realizações de engenheiros ferroviários, em grande parte foram desenvolvidas empiricamente. O trabalho de Mackenzie de compreender as forças agindo sobre um veículo em uma curva exemplifica essa questão. Além disso, uma grande parte do desenvolvimento da dinâmica do veículo ferroviário não foi feita pela engenharia mecânica, mas por um engenheiro elétrico que havia exposto novas técnicas analíticas para a aplicação da eletrificação das ferrovias. Carter (1870-1952) estudou matemática em Cambridge, e após um período de quatro anos como professor, ele decidiu fazer engenharia elétrica, prosseguindo com sua carreira na General Electric em Schenectady, trabalhando em testes no departamento de testes em tração elétrica. Em seguida, retornou à Inglaterra e passou o restante de sua carreira na British Thompson Houston em Rugby, uma empresa afiliada à General Electric. Com sua habilidade matemática trabalhou com a tração elétrica ferroviária, sendo capaz de preencher a lacuna entre a teoria científica e a engenharia ferroviária. Após, direcionou seus estudos para os problemas das locomotivas. O primeiro modelo realista da dinâmica lateral de um veículo ferroviário foi apresentado por Carter (1926 apud IWNICKI, 2006). Neste modelo, introduziu o conceito fundamental da fluência e incluiu o efeito da conicidade das rodas, de maneira a demonstrar que o efeito combinado de fluência e a conicidade poderia levar a uma instabilidade dinâmica.

Carter (1916 apud IWNICKI, 2006) afirmou que as forças que agem entre rodas e trilhos devem ser proporcionais aos escorregamentos. O conceito de escorregamento ou “creep” havia sido descrita por Reynolds (1874) em relação à transmissão de potência através de correias, e ele observou que o conceito foi igualmente aplicável ao material rodante.

Carter ainda introduziu o mecanismo redutor na teoria da dinâmica lateral, que foi fundamental para identificar a causa do “hunting”. Para isso, deduziu as equações de movimento para um truque de dois rodéis rígidos conectados por meio de uma estrutura rígida. Ou seja, não considerou a flexibilidade dos eixos e do chassi. São equações diferenciais lineares de segunda ordem entre as variáveis de deslocamento lateral (y) e o ângulo de guinada (ψ) de um truque, conforme apresentam as equações (2) e (3):

$$m\ddot{y} + 4f(\dot{y}/V + \dot{\psi}) = Y \quad (2)$$

$$\frac{4f\lambda ly}{r_0} + I\ddot{\Psi} + 4f(l^2 + H^2)\frac{\Psi'}{V} = G \quad (3)$$

Onde (m) e (I) são a massa e o momento de inércia de guinada do truque, (f) é o coeficiente redutor, (h) é a distância entre-eixos do truque e (V) é a velocidade longitudinal.

Observa-se que deslocamentos laterais do rodeiro podem gerar escorregamentos longitudinais. As forças correspondentes a esses escorregamentos são equivalentes a um momento proporcional à diferença de raios de rolamento, ou seja, pela conicidade das rodas, que tende a virar o rodeiro no centro da via. Esta é a orientação básica do mecanismo do rodeiro. Além disso, quando o rodeiro muda seu ângulo de guinada, um escorregamento lateral é gerado.

Concomitantemente com Carter, engenheiros aeronáuticos estudaram a instabilidade dinâmica de aeronaves. As primeiras análises de flutter nos anos 1916 por Bairstow e Page garantiram o desenvolvimento de muitas das técnicas matemáticas para o estudo de “hunting”.

Carter teve muito interesse no estudo da estabilidade dando maior atenção para a folga do flange. Em 1926, analisou a fluência da roda motriz de uma locomotiva, ampliando a teoria do contato elástico de Hertz, como apresentado por Love (1906). Ele tratou a roda como um cilindro na condição de baixa velocidade longitudinal. Hertz, físico alemão, tinha se interessado em 1881 pela teoria da compressão de corpos elásticos, como resultado de seu trabalho sobre óptica. Fazendo alguns pressupostos realistas, desenvolveu uma solução teórica para o tamanho da área de contato e as tensões entre os dois corpos em contato como uma função da carga normal entre os corpos. Este trabalho atraiu não só tanto de físicos como de engenheiros, o que motivou Hertz a preparar uma continuação do seu artigo, incluindo resultados experimentais.

Carter (1928 apud IWICKI, 2006) fez uma análise mais abrangente da estabilidade, apresentando dois diagramas de estabilidade, que são mostrados na Figura 5. Foi considerado um sistema com quatro graus de liberdade, as translações longitudinal e lateral, a guinada do chassi do truque e as rotações dos rodeiros.

Figura 5 - Diagrama de estabilidade de Carter (1928 apud IWNICKI, 2006).

Rocard (1935 apud IWNICKI, 2006) considerou o caso de um truque sem massa, que estaria conectado à caixa do vagão através de uma mola lateral, e demonstrou que o sistema poderia ser estabilizado. Rocard ainda estudou o caso de um truque assimétrico em que os eixos possuem conicidades diferentes. Ele descobriu que a distribuição da conicidade pode ser reorganizada para promover estabilidade em um sentido de movimento, mas não em ambos, sendo realizado um experimento bem sucedido em uma ferrovia francesa em 1936.

Houve também contribuições teóricas de Langer e Shamberger (1935) e Caim (1940) com publicações de projeto de truques essencialmente empíricas. No entanto, no ano de 1939 Davies modelou de maneira significativa a instabilidade chamando a atenção para a influência dos desgastes dos perfis de trilhos na dinâmica dos rodeiros.

Na prática, o uso de rodas cônicas era conhecido desde os primeiros dias da ferrovia, já que o perfil da roda torna-se côncavo ao se desgastar. Também sabia-se que havia uma relação entre a qualidade da via e a quantidade de desgaste da roda. Sendo assim, Carter teve como objetivo o desenvolvimento de um modelo matemático mais realista com o tratamento dos perfis de rodas e trilhos. Naquela época, os perfis das rodas cônicas possuíam ângulo de inclinação 1:20, sendo que Heumann (1937 apud IWNICKI, 2006) analisou o efeito do contato roda-trilho na variação do raio de giro conforme o rodeiro desloca-se lateralmente, de maneira a deduzir uma fórmula para a conicidade efetiva λ_0 do par roda-trilho para pequenos deslocamentos da posição central, como mostra a equação (4). Na qual, R_w e R_r são

respectivamente os raios da roda e de curvatura da via e δ_0 é a inclinação do perfil da roda no ponto de contato.

$$\lambda_0 = \delta_0 R_w / (R_w - R_r)(1 - r_0 \delta_0 / l) \quad (4)$$

A expressão de Heumann mostra claramente que a eficiência de um rodeiro desgastado pode ser maior do que sem desgaste. Da mesma forma, a experiência prática das ferrovias mostrava que o perfil da roda tende a permanecer estável após o período inicial de desgaste. Heumann, portanto, sugeriu que os veículos deviam ser concebidos de modo a operar com perfis semelhantes àqueles naturalmente desgastados. Por conta desse desenvolvimento rodas e trilhos modernos tem perfis baseados nesse conceito.

Outro nome de destaque na história da dinâmica ferroviária é Tadashi Matsudaira. Formado em engenharia naval pela Universidade de Toquio começou sua carreira como pesquisador de aeronaves na Marinha Imperial do Japão, onde estudou problemas de vibrações em aviões de combate, como o “Zero Fighter”. Após o final da II Guerra Mundial, transferiu-se para o Instituto de Pesquisas Técnicas de Ferrovias do Japão, para trabalhar com dinâmica ferroviária. Entre os anos de 1946 a 1957, houve um esforço para aumentar a velocidade das composições de carga nas ferrovias japonesas. O entre-eixos muito curto dos vagões de dois eixos então em uso levava a descarrilamento por “hunting” mesmo a baixas velocidades. Dessa maneira, Matsudaira utilizou sua experiência no estudo de “flutter” em aeronaves e demonstrou que o “hunting” também é um problema de vibração auto excitada. Tal estudo marcou o início do uso de dinamômetros de bancada para testes em escala da dinâmica de trens. Matsudaira (1952 apud IWNICKI, 2001) introduziu um modelo matemático das rigidezes lateral e longitudinal da suspensão de um veículo de dois eixos, o que foi um fator essencial para a compreensão da estabilidade dos veículos ferroviários.

Na década de 1950 teria início a construção da linha Tokaido Shinkansen, a primeira dedicada para o tráfego de trens de alta velocidade. Shima (1966) identificou os truques como uma das principais tecnologias facilitadoras do Shinkansen, que tornou possível o conceito de alta velocidade ferroviária com o uso da unidade motriz múltipla, na qual cada truque tem sua própria unidade de tração. As análises

e Matsudaira e seu grupo de pesquisa levou à escolha de parâmetros de suspensão que posteriormente foram validados através de ensaios em escala.

Na década de 1950, a União Internacional das Ferrovias (UIC – Union Internationale des Chemins de Fer) realizou um concurso com o objetivo de obter a melhor análise de estabilidade de vagão ferroviário de dois eixos. A especificação para a competição, elaborada pela Comissão C9 sob presidência de Robert Levi, salientou a importância de se considerar rodas e perfis de trilhos desgastados e seus efeitos não lineares.

Matsudaira apresentou um modelo de suspensão sem amortecimento com os seguintes graus de liberdade: deslocamento lateral e ângulo de guinada de rodeiros e da carroceria. Ainda utilizou rodas desgastadas e para os perfis de trilhos os aproximou com arcos circulares, a fim de obter uma conicidade efetiva semelhante à de Heumann. Para o limite crítico entre movimento estável e instável (“*hunting*”), Matsudaira foi capaz de reduzir a ordem da equação característica, possibilitando obter a estabilidade através de um método gráfico, apresentado na Figura 6.

Figura 6 - Velocidade do veículo x rigidez lateral da suspensão. Fonte: Iwnicki (2006).

Desta forma Matsudaira evitou a pesada tarefa de calcular os autovalores de cada par de parâmetros. Neste gráfico as linhas representam um autovalor de parte real nula para cada condição de velocidade versus rigidez lateral da suspensão. As curvas A e B referem-se ao nível relativamente grande de excursões da carroceria do vagão, enquanto as curvas C e D referem-se às excursões dos rodeiros. Para a interpretação dessas curvas como os limites da estabilidade Matsudaira propôs duas abordagens práticas. Na primeira, considera-se a rigidez lateral grande o suficiente para explorar a menor região estável. Já na segunda, encontra-se ua

estabilidade superior para o menor valor possível da rigidez lateral, na qual o vagão passa por uma região instável a uma velocidade muito baixa, mas o movimento de “hunting” não chega a ser grave.

De fato, um exame posterior do problema mostrou, através de solução matemática, que cada autovalor positivo tem uma parte superior a sua real velocidade crítica, embora a magnitude da parte real corresponde a velocidades críticas menores à medida que a velocidade do veículo aumenta. A razão pela qual esta abordagem pode funcionar para o veículo de dois eixos é a inclusão do amortecimento da suspensão na direção lateral que pode, sob certas circunstâncias, eliminar a instabilidade em baixas velocidades, o que de fato veio a ser descoberto mais tarde.

Outro fator que apareceu pela primeira vez no artigo de Possel e Boutefoy's, mas foi negligenciada por Matsudaira, foi a rigidez gravitacional resultante da composição vetorial das forças normais e tangenciais nos pontos de contato entre roda e trilho, como mostra a Figura 7. Tal efeito seria fortemente estabilizador, mas acaba sendo compensado pela força lateral devido ao escorregamento rotacional entre roda e trilho ou “spin creep”.

Figura 7 - Forças tangenciais e normais no rodeiro sem contato do friso (a) e com contato do friso (b).

Sobre a pesquisa experimental em escala, medições das velocidades críticas associadas ao “hunting” foram realizadas por King (1966) e Pooley (1965).

Ainda devem-se ressaltar os experimentos de Gilchrist et. al. (1965) que validaram modelos de veículos de dois eixos. A resposta dinâmica dos veículos foi medida em veículo real percorrendo uma via com uma série de perturbações. Além disso, como as velocidades críticas desses veículos eram baixas, foi possível medir

completamente o fenômeno de “hunting”. Para isso, foram realizadas medições cuidadosas dos parâmetros do veículo seguida de uma simulação analógica desenvolvida por Hobbs (1964).

A saturação do escorregamento já era conhecida na época, levando em conta a representação gráfica do raio de giro pelo deslocamento lateral do rodeto, o que determina o momento de guinada. Daí o conceito de conicidade equivalente foi introduzido como simplesmente o ângulo do perfil cônico da roda. Para um rodeto desgastado a conicidade equivalente é definida como o ângulo do cone da roda que produzirá o mesmo comprimento de onda de oscilação e cinemática é aproximadamente igual à média da amplitude em questão. Em outras palavras, a conicidade equivalente é uma função descritiva ou um método de lidar com sistema de controle não linear dos componentes.

Em outras palavras, a conicidade equivalente é uma “função descrição”, um método de lidar com sistema de controle não linear os componentes introduzidos por Kochenburger. O arco de círculo da teoria de Matsudaira funciona somente para extremamente pequenos deslocamentos laterais do rodeto.

Diferentes abordagens para a análise não-linear de “hunting” têm sido desenvolvidas. Cooperrider et al. (1975) introduziram método mais formal de quase-linearização ou “quasilinearisation” em que as funções não-lineares são substituídas por outras lineares, que são escolhidas de modo a minimizar o erro quadrático médio entre as respostas. Eles também introduziram o ciclo limite ou diagrama de bifurcação. Posteriormente, este procedimento foi mais desenvolvido por Gasche, Moelle e Knothe (1982 e 1984), pela aproximação do ciclo limite por uma série Fourier-Galerkin.

A evolução do estudo sobre os efeitos dinâmicos não lineares revelou que aparentemente sistemas dinâmicos simples com fortes linearidades podem responder a uma perturbação de maneira complexa. De fato, para algumas gamas de soluções periódicas os parâmetros não podem existir. Além disso, os sistemas com grandes linearidades podem responder a uma perturbação de forma aleatória. Neste caso, a resposta é considerada determinista, mas é muito sensível às condições iniciais. Tais movimentos caóticos foram estudados para veículos ferroviários por True (1992 e 1993).

No final dos anos sessenta, Boocock (1969) e Newland (1968) independentemente consideraram o encurvamento de um veículo com as mesmas equações de movimento utilizado em análises de estabilidade, mas com os termos do lado direito representando a entrada devido à curvatura. Como os eixos são limitados pelas molas longitudinais e laterais conectadas ao restante do veículo, os rodeiros não são capazes de tomar a atitude ideal de direção radial prevista por Redtenbacher.

Em vez disso, um rodeiro irá equilibrar uma velocidade de guinada para aplicar-lhe a medida de suspensão, movendo-se em mais de um sentido radial, de forma a gerar escorregamento ou “creep” igual e oposto às forças longitudinais, a fim de equilibrar a força lateral e o momento de guinada. Para o veículo completo, a atitude do veículo em curva e o conjunto de forças que age sobre ele, são obtidos para resolver as equações de equilíbrio. O modelo de Newland apresenta simplificações, mas o de Boocock analisa várias configurações, incluindo um truque completo, um veículo de dois eixos e veículos com dois truques. O modelo do veículo tinha 14 graus de liberdade que representm o deslocamento lateral e a inclinação dos rodeiros, as estruturas dos truques e a carroçaria. Ele também incluiu os efeitos da força gravitacional, rigidez, giro e fluência. Mais importante do que tudo, Boocock foi capaz de obter confirmação de seus resultados teóricos com experimentos em escala.

Estas teorias lineares são válidas apenas para as curvas de grande raio. Na maioria dos casos, a inscrição em curva de veículos convencionais envolve a mesma linearidade devido à saturação da aderência pelo uso de rodas e perfis de trilhos desgastados, como foi observado no caso do “hunting”. O primeiro tratamento abrangente de ordem prática do comportamento não linear dos veículos nas curvas foi desenvolvido por Elkins e Gostling (1978), que abrange o movimento de contato do friso da roda com o trilho através da raiz do friso e sua posterior mudança de forma, assumindo um único ponto de contato, apropriado para perfis novos.

Após esta primeira análise faz-se necessário a consideração de dois pontos de contato. Conforme a roda se move ao longo do trilho leva-se em conta a crescente tendência da força normal dos escorregamentos laterais e a força gerada pelo “spin”.

Para isso, usaram os resultados de Kalker para o problema tangencial e as forças de valores arbitrários “ μr_j ” para uma vasta gama de contatos elípticos. Elkins e Gostling

utilizaram as forças tabeladas de Kalker em seu algoritmo computacional para que os valores pudessem ser lidos por interpolação. As equações foram resolvidas por métodos numéricos iterativos. Dessa maneira, Elkins e Gostling aplicaram os dados de entrada em forma numérica dos perfis transversais das rodas e dos trilhos, sendo necessário um esforço intenso para obter esses perfis.

Müller fez uma análise detalhada do contato roda-trilho em 1960, na qual publicou uma referência de geometrias de muitas combinações de rodas e trilhos gastos. King (1966) avaliou as condições de contato entre um par de rodas e trilhos com perfis novos e com perfis gastos, que mostrou um gráfico da diferença do raio de giro versus o deslocamento lateral do rodeiro desenvolvendo, assim, um novo perfil padrão de roda para a ferrovia britânica. King ainda identificou que o contato roda-trilho é extremamente sensível à superelevação da via e à inclinação do trilho.

Para os movimentos laterais dos veículos ferroviários, a excitação termos nas equações de movimento que tinha sido obtido para análise de estabilidade surgiu pela primeira vez com Hobbs (1964). Estas equações foram validadas por Illingworth (1976), através de modelo em escala num dinamômetro de rolo com uma abordagem abrangente para a resposta dinâmica das entradas discretas, incluindo as suspensões primária e secundária. Hobbs também abordou as irregularidades distribuídas continuamente ao longo da via através dos processos estocásticos, para os movimentos laterais de um rodeiro.

A resposta de veículos completos ficou estabelecida como uma indicação da qualidade de condução e conforto aos passageiros de acordo com os padrões internacionais existentes na época, que definiram as frequências características. As primeiras medições da densidade espectral de potência usando um veículo especialmente desenvolvido com sistema de medição foram efetuadas por Gilchrist (1967). Posteriormente, extensas medições da potência spectral de irregularidades da via têm sido feitas nas ferrovias e metrô ao redor do mundo, agregando cada vez mais dados para os novos projetos.

Uma tentativa para aumentar o efeito da força gravitacional resultante na direção lateral, mas reduzindo a quantidade de “spin”, consiste em inclinar substancialmente as rodas em relação à horizontal do eixo de rotação. Um modelo genérico de

rodeiro adaptado com uma modesta quantidade de camber foi estudado teórica e experimentalmente por Jaschinski e Netter (1992).

As condições necessárias para sustentar o equilíbrio das forças no contato do friso foram consideradas por Nadal (1908 apud IWNICKI, 2006) em uma análise clássica que estabeleceu um critério de descarrilamento. Gilchrist e Brickle (1976) aplicaram a teoria de fluência de Kalker em uma reanálise do critério de Nadal e demonstraram que a fórmula de Nadal é válida apenas para as situações críticas, nas quais o ângulo de ataque é razoavelmente grande.

Desde o início do século XX três autores estavam especialmente interessados pela modelagem do contato roda-trilho. Carter e Fromm elaboraram modelos da dinâmica longitudinal e Rocard para a lateral.

Carter descreveu um simples contato bidimensional, mas foi o primeiro a fornecer uma expressão adequada da força em função do escorregamento “ prj ” no sentido longitudinal. O seu método de descrever as tensões na região de adesão pode ser observado em comparação com outros modelos mais atuais na Figura 8. Destaca-se que seu modelo foi bastante usado até meados da década de 1960. Já Rocard (1935 apud IWNICKI, 2006) descreveu a relação linear na direção lateral entre o ângulo de guinada e a força condutora tanto para pneumáticos de veículos rodoviários como para rodas ferroviárias. Ele estava particularmente interessado no fenômeno equivalente do “*hunting*” ferroviário para os veículos rodoviários, conhecido como “*shimmy*”.

Figura 8 - Curvas de saturação da aderência por diferentes modelos. Fonte: Iwnicki (2006).

A partir dos anos de 1960, mais dados experimentais estavam disponíveis, de maneira que expressões definitivas para a dinâmica metro-ferroviária foram estabelecidas principalmente pelos trabalhos de Johnson e de Kalker, que estabeleceram uma expressão para a rigidez variável do escorregamento “ μ_j ”, em função da relação entre os raios elípticos do contato entre roda e trilho, a qual permanece em uso até hoje em dia.

Em 1998, Jacobsson apresentou uma revisão da literatura de pesquisa em ferrovias em lastro com ênfase na modelagem matemática e constitutiva do comportamento dinâmico do lastro em resposta a testes experimentais. Nessas, diferentes condições de carga foram aplicadas a compressão triaxial e o cisalhamento. As descrições das propriedades do material resiliente do lastro e sua evolução com a degradação permanente foram definidas como uma função do histórico de carregamentos e do grau de compactação.

O efeito de diferentes veículos na deterioração da via permanente e seu consequente custo de manutenção foi analisado com a elaboração de uma série de modelos da via (IWNICKI et al, 2000). Verificaram que o modelo de deterioração do lastro contém parâmetros de carregamento, tais como volume de tráfego, carga do eixo dinâmico e velocidade. O modelo em questão implica que duas faixas diferentes, uma rígida e outra elástica, sofrem a mesma deterioração se forem submetidas à mesma carga.

Em 2002, Suiker desenvolveu modelos avançados do lastro, a fim de propor soluções de curto e longo prazo para os processos mecânicos em uma via férrea. Um dos objetivos do trabalho foi obter modelos discretos do meio contínuo da microestrutura de um material granular como o lastro.

Os últimos simpósios IAVSD (International Symposium on Dynamics of Vehicles on Road and Tracks) revelam a crescente gama de estudos da dinâmica realizada no domínio metro-ferroviário. A extrapolação da tecnologia ferroviária convencional para velocidades mais altas levou em muitos casos a uma maior força de tração, maior massa de rodeiro, e uma maior rigidez da via. Novos problemas de interação entre o veículo e a via estão aparecendo, tais como a deterioração irregular de lastro e aumento dos níveis de corrugação dos trilhos. A solução para esses problemas exige a consideração da dinâmica estrutural tanto do veículo como da via na faixa de frequências de 40 a 400 Hz, juntamente com a análise do comportamento de longo prazo da roda e dos componentes da via permanente (STRIBERSKY ET AL, 2003).

A análise dos mecanismos de geração de ruído requer a consideração de uma ainda maior variedade de frequências de oscilações estruturais dos rodeiros e da via, até frequências da ordem de 5 kHz. Para tais frequências é necessária uma análise do regime transiente das forças de contato. Além disso, para os problemas de corrugação e ruído em curvas, é necessário contabilizar as forças de contato de grandes valores de escorregamentos ou “creepages” (PERIARD, 1998).

Tanto as forças de tração como as de guiagem dependem da interface entre roda e trilho. Embora estas forças, de modo geral, são tratadas separadamente, uma abordagem de sistemas faz-se necessária para a concepção de um controle do sistema de acionamento de tração ou freio combinado com as necessidades de guiagem lateral (MEI et al, 2003).

Em altas velocidades ou mesmo em velocidades moderadas em túneis de Metrô as forças aerodinâmicas são importantes não só como um gerador de resistência, mas por afetarem a dinâmica lateral dos veículos. Com o aumento de velocidade dos trens somado à redução de massa de seus componentes estruturais, oscilações laterais têm sido cada vez mais presentes, sendo geradas por flutuações de pressão que por sua vez são causadas pelo fluxo de ar turbulento proveniente do descolamento da camada limite da superfície do veículo. Isso exige a realização de

simulações computacionais, nas quais a dinâmica do veículo é combinada com a aerodinâmica (UEKI et al, 2000).

Embora haja muito a ser entendido sobre o comportamento de sistemas aparentemente simples com fortes não linearidades, a história da dinâmica de veículos metro-ferroviários sugere que, na maioria dos casos, o assunto recai sobre uma sólida base conceitual complementada por uma validação experimental.

3. REVISÃO TEÓRICA

3.1. Contato roda-trilho

Historicamente, o primeiro modelo teórico do contato roda-trilho para dinâmica longitudinal foi desenvolvido por Carter. Mais recentemente, Johnson (no Reino Unido), e Kalker (na Holanda), definiram as bases para uma descrição precisa.

O rodeiro metro-ferroviário é basicamente composto por duas rodas cônicas unidas rigidamente por um eixo, como mostra a Figura 9. A roda por sua vez, possui um flange ou friso, cuja função é guiar o veículo e evitar o descarrilamento.

Figura 9 - Graus de liberdade do rodeiro. Fonte: Iwnicki (2006).

Se a via é considerada rígida, então o rodeiro metro-ferroviário tem dois principais graus de liberdade:

- O deslocamento lateral, ou “shift”, y ;
- O ângulo de guinada, ou “yaw”, α .

O deslocamento lateral e o ângulo de guinada devem ser considerados como dois pequenos deslocamentos em relação à via. A folga de bitola é o limite de deslocamento lateral entre os dois flanges. É geralmente da ordem de 8 a 12 mm. Quando o comportamento de um rodeiro é instável, a combinação dinâmica destes dois graus de liberdade é chamada de “hunting”, conforme já comentado anteriormente.

Os outros graus de liberdade do rodeiro são correlacionados: o deslocamento ao longo do eixo (O_x) e a velocidade de rotação (w) ao redor O_y são determinados pela velocidade longitudinal (V_x) e o raio de giro da curva (r_0) é calculado por (V_x^2/a_{lat}) ,

sendo (a_{lat}) a aceleração lateral no centro de massa do veículo. Ainda define-se a altura do centro de gravidade do rodeiro (z) e o ângulo de rolagem do rodeiro, que na maioria dos modelos matemáticos é desconsiderado por ter uma variação muito pequena.

A interface entre a roda e o trilho horizontal é uma pequena região de contato, na qual a pressão de contato sobre esta superfície pequena é muito elevada. O centro da superfície é também o ponto de aplicação de forças tangenciais tração e frenagem (F_x), e de forças laterais e parasitas (F_y), como mostra a Figura 10. O conhecimento de tais forças é necessário para determinar o equilíbrio geral do rodeiro e o seu comportamento dinâmico.

Figura 10 - Representação esquemática do contato entre roda e trilho. Fonte: Iwnicki (2006).

A fim de conhecer o comportamento destas forças, primeiro devem-se determinar o contato com a superfície de contato, a pressão e as forças tangenciais, separando em duas etapas:

- i. O problema normal com a teoria de Hertz;
- ii. O problema tangencial com a teoria de Kalker.

Nos dias de hoje, o estudo do contato entre corpos é possível com a utilização do método de elementos finitos (MEF). No entanto, pela análise por MEF ser particular a cada caso de contato e muito demorada, a simulação da dinâmica do rodeiro conduz à utilização de métodos analíticos para os problemas de contato.

De acordo com a teoria de Hertz, se dois corpos elásticos de grande raio de curvatura forem pressionados a superfície de contato será uma elipse plana e a pressão de contato será uma semi-elipsóide, como mostra a Figura 11.

Figura 11 - Caso geral do contato de Hertz. Fonte: Iwnicki (2006).

Para o cálculo das dimensões da elipse de contato e da distribuição de pressão, são necessárias as curvaturas das superfícies que estabelecem o contato. No caso do transporte metro-ferroviário, são consideradas curvaturas em planos perpendiculares, ou seja, a curvatura da seção transversal do trilho e o raio de curvatura da roda, como mostra a Figura 12.

Figura 12 - Região de contato de Hertz entre roda e trilho. Fonte: Iwnicki (2006).

A superfície de contato pode ser definida no plano de contato como uma elipse de coeficientes A e B, que em geral, são assumidos como constantes na vizinhança do

ponto central da área de contato. O cálculo da elipse de contato pode ser efetuado através das equações (5) e (6).

$$z_1 = A_1 x^2 + B_1 y^2 \quad (5)$$

$$z_2 = A_2 x^2 + B_2 y^2 \quad (6)$$

Ambos os corpos entram em contato em um único ponto, no qual a distância normal entre eles é nula. No âmbito ferroviário, estas curvaturas serão definidas conforme equação (7) para a roda e equação (8) para o trilho.

$$\frac{d^2 z_1}{dx^2} = 2A_1 \approx \frac{1}{r_n} \text{ e } \frac{d^2 z_1}{dy^2} = 2B_1 \approx \frac{1}{R_{wx}} \quad (7)$$

$$\frac{d^2 z_2}{dy^2} = 2B_2 \approx \frac{1}{R_{rx}} \quad (8)$$

No transporte ferroviário, a curvatura A_2 é geralmente negligenciada, já que o raio longitudinal da via é muito maior que o raio do perfil do trilho, quando não é infinito. Os coeficientes B_1 e B_2 são deduzidos dos perfis transversais de roda e trilho, enquanto A_1 é definido em função do raio r_n de giro da roda.

A distância vertical relativa $d(x,y)$ entre os dois corpos pode ser escrita na forma da equação (9), sendo A e B estritamente positivos.

$$z_1 + z_2 = d = Ax^2 + By^2 \quad (9)$$

$$A = \frac{1}{2r_n} \text{ e } B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{wx}} + \frac{1}{R_{rx}} \right) \quad (10)$$

Convencionalmente o coeficiente A da elipse representa o semi-eixo na direção longitudinal enquanto o coeficiente B é o semi-eixo da elipse na direção transversal. Dessa maneira, uma razão A/B unitária define uma superfície de contato circular. Tradicionalmente, define-se o parâmetro de contato como sendo o ângulo Θ , calculado através da equação (11).

$$\cos \theta = \frac{|B - A|}{B + A} \quad (11)$$

Os valores práticos dos semi-eixos a e b e da distância d entre os corpos podem ser definidos através do módulo de elasticidade (ou módulo de Young) e do coeficiente

de Poisson dos materiais, assumindo o mesmo material para o trilho e a roda, conforme as equações (12), (13) e (14).

$$a = m \left[\frac{3}{2} N \frac{(1 - \nu^2)}{E} \frac{1}{(A + B)} \right]^{1/3} \quad (12)$$

$$b = n \left[\frac{3}{2} N \frac{(1 - \nu^2)}{E} \frac{1}{(A + B)} \right]^{1/3} \quad (13)$$

$$d = r \left\{ \left[\frac{3}{2} N \frac{(1 - \nu^2)}{E} \right]^2 (A + B) \right\}^{1/3} \quad (14)$$

Os coeficientes m , n e r são adimensionais. A pressão possui uma distribuição elíptica, sendo N a pressão média. Sendo assim, a pressão máxima será definida pela equação (15).

$$\sigma = \frac{1.5N}{\pi ab} \quad (15)$$

No domínio metro-ferroviário, a máxima pressão de contato é da ordem de 1.000 MPa, que está acima do limite de elasticidade da maioria dos aços. Contudo, as propriedades de compressão dos materiais são mais complexas do que as de tração, de maneira que na prática, o limite de elasticidade não é alcançado.

A fim de determinar o ponto de contato, os perfis da roda e do trilho são colocados uns em relação aos outros, rodeiro centrado sobre a via como uma função da bitola do rodeiro D_w e da bitola da via D_r . A partir dessa posição central, o rodeiro é deslocado lateralmente conforme a translação t_y . Nesta posição, a mínima distância vertical entre a roda e o trilho define o ponto de contato O , como mostra a Figura 13.

Figura 13 – Determinação do ponto de contato entre roda e trilho. Fonte: Iwnicki (2006).

Da mesma forma, o ângulo de guinada do rodeiro tem uma grande influência sobre a posição longitudinal do contato da roda, mas geralmente tais efeitos não têm uma forte influência sobre o equilíbrio do rodeiro.

A representação cinemática dos rodeiros pela fórmula de Klingel, por muito tempo, foi usada para explicar o comportamento senoidal de um rodeiro livre, mas não serve para prever o comportamento de “hunting” para um vagão ou carro de uma composição.

Para determinar os esforços nas suspensões de um veículo é necessário encontrar as forças de reação normal e tangencial da interface entre roda e trilho. As componentes tangenciais ou “creep forces” dependem da velocidade relativa entre os dois corpos, ou seja, os escorregamentos ou “creepages”. Para um sistema de coordenadas definem-se as forças como:

- N para as forças normais;
- F_x para as forças longitudinais;
- F_y para as forças tangenciais no plano do contato roda-trilho.

O principal momento exercido sobre um rodeiro na direção vertical Z é proveniente das forças longitudinais F_x , separadas lateralmente pela distância d_c entre os pontos de contato das rodas do rodeiro com os trilhos. Este momento por ser calculado pela equação (16).

$$M_z = - \left(F_{xl} \frac{d_c}{2} - F_{xr} \frac{d_c}{2} \right) \quad (16)$$

A rotação relativa entre as regiões de contato de roda e de trilho em torno do eixo normal do plano de contato gera um momento S_w , como se observa na Figura 14. Contudo, este momento costuma ser negligenciado por ter magnitude muito inferior ao momento M_z .

Figura 14 - Modelo esquemático das forças entre rodeiro e trilhos. Fonte: Iwnicki (2006).

No entanto, o giro relativo entre roda e trilho pode gerar uma força lateral não desprezível quando o ângulo de contato torna-se maior. Esta força lateral é descrita separadamente ou incluída com o momento de guinada, dependendo da teoria utilizada.

Figura 15 - Modelo de Coulomb e modelo de aderência. Fonte: Iwnicki (2006).

O contato roda-trilho depende das propriedades tribológicas entre os materiais de roda e trilho, diferindo do modelo de deslizamento de Coulomb. No modelo de aderência, existe uma região de aderência plena e outra de deslizamento parcial que aparece progressivamente conforme a taxa de escorregamento aumento, como mostra a Figura 15. A transição entre estas regiões é caracterizada pela primeira inclinação ou o segmento de reta "no-slip force", que permaneceria linear caso o coeficiente de aderência μ fosse infinito. A parte não linear é chamada de curva de saturação.

No caso de um contato hertziano, a força de escorregamento é uma função da velocidade relativa entre os corpos em contato, o chamado escorregamento. A

expressão geral das forças de escorregamento é apresentada pelas equações (17), (18) e (19).

$$F_x = -Gabc_{11}v_x \quad (17)$$

$$F_y^{yaw} = -Gabc_{22}v_y \quad (18)$$

$$F_y^{spin} = Gabc_{23}\varphi\sqrt{ab} \quad (19)$$

Onde G é o módulo de rigidez torsional do material; a e b são os semi-eixos da superfície de contato elíptica, e c_{11} , c_{22} e c_{23} são os coeficientes de rigidez definidos pela teoria linear de Kalker (1982).

3.2. Via permanente

A via férrea tem por objetivo guiar trens de uma maneira segura e econômica. Se a via não está perfeitamente nivelada e alinhada, as irregularidades vão causar oscilações ou vibrações na composição, o que pode provocar desconforto para os passageiros ou danos para as mercadorias. As irregularidades na via, em geral, provocam oscilações de baixa frequência no trem. As oscilações, vibrações e ruídos podem tornar-se desagradáveis para os passageiros e para a população lindeira que vive nas proximidades da linha metro-ferroviária.

Figura 16 - Componentes da via permanente em lastro. Fonte: Iwnicki (2006).

Uma via férrea tradicional é composta de trilhos, dormentes, palmilhas, fixações, lastro, sublastro e subleito, conforme mostra a Figura 16. No caso de via em túnel ou

em elevado, os trilhos são fixados sobre lajes ou vigas de concreto apoiadas na fundação civil da via.

A via permanente pode ser dividida em dois sistemas distintos, superestrutura e substrato. A superestrutura de via é um sistema composto por trilhos, fixações, palmilhas elastoméricas, placas, dormentes, lastro e sublastro. Já o sistema substrato, também denominado por subleito ou “subground”, é composto por uma camada de formação do solo. No caso de via sem lastro, ou “ballastless track”, a superestrutura não possui dormentes, lastro e sublastro, enquanto o substrato é substituído pelas estruturas civis da fundação, que são as vigas e colunas em via elevada ou as lajes em túnel.

A história da ferrovia mostra que o perfil do trilho tem sua seção derivada de um perfilado I, que já era um produto típico da indústria siderúrgica no século XIX. A maior diferença entre os perfis está na parte superior da seção que se tornou o boleto do trilho, enquanto a alma e o patim mantiveram geometria semelhante a do perfil I, como pode se ver na Figura 17. Tal projeto é creditado ao engenheiro inglês Charles Vignoles na década de 1830. Na Europa, um dos perfis mais utilizados é o UIC60 (perfil Vignoles), no qual o índice 60 refere-se à massa do trilho em quilogramas por metro (kg/m).

Figura 17 - Comparação do perfil de viga I com perfil de trilho Vignole.

Os trilhos devem proporcionar um contato adequado com as superfícies das rodas, de modo a guiar os rodeiros da composição. Eles também devem suportar as cargas estáticas e dinâmicas vertical e lateralmente, tendo em vista distribuir os esforços nos demais componentes da superestrutura. Além disso, os trilhos são úteis por terem características de condução elétrica, podendo atuar como o retorno negativo

em vias com tração elétrica, ou como condutores elétricos para o sistema de sinalização de trens.

Em uma via metro-ferroviária palmilhas elastoméricas são colocadas entre trilhos e dormentes ou entre trilhos e vigas/lajes, de modo a proteger a superfície de concreto do desgaste abrasivo e de danos por impacto. Elas ainda fornecem isolamento elétrico do trilho com a via, que é necessário para evitar correntes de fuga em vias com tração elétrica, como também para reduzir os ruídos eletrônicos no sistema de sinalização de trens.

Do ponto de vista dinâmico, as palmilhas elastoméricas também desempenham uma função importante, uma vez que elas influenciam na rigidez da via. O uso de uma palmilha relativamente bem menos rígida que o aço do trilho, permite um maior desvio dos trilhos, quando da passagem de uma composição, de maneira que a carga do eixo é distribuída ao longo de mais placas ou dormentes. Além disso, a seleção adequada do amortecimento da palmilha permite isolar vibrações de alta frequência, reduzindo a transmissão dos efeitos vibracionais para os demais componentes da superestrutura, bem como para o substrato, de modo a reduzir a intensidade das vibrações repassadas para a vizinhança.

Os dormentes ou as placas de fixação têm por objetivo fornecer o suporte para os trilhos, preservando a bitola, o nível e o alinhamento da via. No caso dos dormentes, possuem a função de transmitir as cargas vertical, lateral e longitudinal para o lastro que possui a função de amortecimento. Enquanto que nas placas de fixação, esta função é da própria placa, cujos diversos tipos serão explicados em detalhes mais adiante.

Figura 18 - Dormente de concreto monobloco. Fonte: Sateba.

Figura 19 - Dormente de concreto "twin-block". Fonte: Sateba.

Atualmente, nas vias em lastro são usados dormentes de concreto protendido, podendo ser do tipo monobloco ou bibloco ("twin-block"), como se observa nas Figura 18 e Figura 19. Em ferrovias de carga é comum o uso de dormentes de aço, conforme Figura 20, por apresentar maior resistência e durabilidade que o de concreto. Contudo, o modelo em aço não é adequado para uso em via com tração elétrica tanto por sofrer eletro corrosão pelo efeito das correntes de fuga, como por comprometer a sinalização eletrônica dos trens.

Figura 20 - Dormente de aço. Fonte: Railway-technology.

Historicamente, os dormentes mais utilizados no mundo foram os de madeira. Em geral, eles apresentam boa durabilidade e versatilidade de instalação. Contudo, não são mais adequados no atual contexto de sustentabilidade ambiental. No Brasil, são comercializados dormentes de madeira de reflorestamento a um custo ainda competitivo, mas a tendência é que sejam substituídos por dormentes poliméricos, que podem ser fabricados a partir de materiais reciclados. Tais dormentes possuem características semelhantes aos de madeira, podendo custar menos e sendo ambientalmente sustentáveis.

O lastro ou “ballast” é formado por uma camada de pedras bitradas com espessura da ordem de 30 a 50 cm. Os dormentes são incorporados ao lastro, de modo a serem fixados. Esta camada de lastro suporta a via contra as forças verticais e laterais dos trens e para isso é fortemente compactado, de maneira a preservar a via nivelada e alinhada. Além disso, as pedras bitradas são colocadas nas laterais dos dormentes formando um “ombro” que deve garantir a estabilidade lateral da via.

Os materiais tradicionalmente usados para compor o lastro ferroviário são as pedras bitradas de granito ou calcário. No entanto, a disponibilidade de material e outros fatores econômicos devem ser considerados na seleção da matéria prima. De um ponto de vista físico, as interações internas do lastro durante o processo de amortecimento da passagem de trens são bastante complexas, de forma que suas leis constitutivas ainda estão em pleno desenvolvimento.

O sublastro é um material de transição entre a camada de lastro, formado por partículas maiores e de boa qualidade, e o substrato, que geralmente é o próprio solo nivelado e às vezes compactado, também denominado subleito. O sublastro é composto pela mesma matéria prima do lastro, mas com uma granulometria menor, de maneira a ser mais rígida que o lastro e servindo também com uma espécie de filtro entre o lastro e o substrato.

A presença do sublastro não é suficiente para evitar a contaminação do lastro com material particulado proveniente do substrato. Por isso, entre o sublastro e o subleito utiliza-se uma manta anticontaminante, que evita esta contaminação, mas permite o escoamento de água das chuvas.

As mantas contaminantes modernas são produzidas a partir de material geotêxtil, ou seja, membranas permeáveis de fibras sintéticas. Antigamente, uma espécie de feltro de baixo custo era utilizada para esta função. Contudo, os novos materiais geotêxteis apresentam propriedades de filtragem e drenagem muito superiores, e são cada vez mais utilizados. Estas modernas fibras ainda podem ser projetadas para reforçar a resistência mecânica do subleito.

O subleito é uma superfície de terra ou rocha trabalhada mecanicamente para receber a via férrea. Às vezes, uma camada extra ou “layer” é colocada sobre o subleito, a fim de formar o perfil correto da via. O sublastro e o lastro são colocados

sobre este material. O subleito é um componente muito importante na estrutura da via e tem sido a causa de falhas no nivelamento da via (Li e Selig, 1995).

A principal função da via é guiar o veículo metro-ferroviário. As rodas possuem um perfil cônico que auxilia o rodéio a percorrer uma curva. Contudo, quando em via tangente este perfil cônico induz um movimento sinusoidal de baixa frequência lateralmente para o veículo, denominado como “*hunting*”.

Outra função da via é absorver a carga do trem e a distribuir sobre a maior área possível, reduzindo assim a pressão efetiva no solo. Os dormentes transmitem a carga através da camada de lastro, que por sua vez dispersa a carga sobre uma área maior do sublastro e, conseqüentemente, em outra área ainda maior do subleito. Desse modo, a pressão entre roda e trilho que é extremamente elevada, da ordem de dez toneladas por centímetro quadrado (10 ton/cm^2), é transferida para o subleito em uma área da ordem de um metro quadrado (10 ton/m^2), ou seja, dez mil (10.000) vezes menor.

Uma forma de investigar as propriedades dinâmicas de uma via férrea é carregar a via com uma força sinusoidal. Frequências até 200 Hz podem ser aplicadas com cilindros hidráulicos. Para investigar resposta em frequências mais altas deve-se realizar um teste com martelo ou “*hammering test*”.

A Figura 21 mostra uma típica curva de receptância de uma via permanente. A receptância é a relação entre a deflexão e a força sobre a via, sendo medida em metros por Newton de carga (m/N), ou seja, é o inverso da rigidez da via.

Como pode ser visto na Figura 21, a receptância ou, por definição, a rigidez da via, dependem da frequência da carga. Normalmente, a receptância varia também em função da pré-carga da via permanente, que se trata de uma carga estática sobreposta à dinâmica. Em geral, a maioria das vias permanentes tem uma relação não linear entre a carga e a deflexão.

Figura 21 - Exemplo de receptância da via para trilho carregado por força variável es senoidais. Fonte: Iwnicki (2006).

Várias ressonâncias amortecidas podem ser encontradas em uma via permanente. Às vezes, quando a via é construída sobre um solo muito macio, uma ressonância podem aparecer na faixa de frequências de 20 a 40 Hz. Tal ressonância acontece em função das camadas de solo e a via, propriamente dita, pouco colabora.

Uma segunda ressonância costuma ser aparecer na faixa de 50 a 300 Hz, devido ao movimento relativo entre a camada de lastro e os demais componentes da superestrutura (trilhos, palmilhas, placas e dormentes). O lastro representa o elemento elástico enquanto trilhos, dormentes e outros representam a inércia do sistema dinâmico. O lastro ainda fornece uma grande quantidade de amortecimento, de modo que essa ressonância é bastante amortecida, conforme se vê na Figura 21.

Há ainda outra ressonância típica frequentemente encontrada no intervalo de 200 a 600 Hz, a qual acontece pela oscilação dos trilhos sobre as palmilhas. A palmilha representa o elemento elástico, que está inserido entre duas inércias: o trilho e a camada de lastro. Neste caso, a camada de lastro também é responsável pela maior parte do amortecimento, ainda que as palmilhas elastoméricas contribuam nesta característica.

Finalmente, a ressonância mais importante da via pode ser vista na frequência 1000 Hz, aproximadamente, e é denominada frequência de ressonância acoplada. Ela é caracterizada por um pico estreito, indicando que a ressonância desta frequência é muito pouco amortecida.

A frequência de ressonância acoplada ocorre quando o comprimento de onda das oscilações à flexão do trilho é, aproximadamente, o dobro do comprimento das oscilações da camada de lastro. Isso acontece pelo fato dos dormentes representarem os nós das oscilações tanto dos trilhos como do lastro, o que explica o fato desta frequência de ressonância acoplada ser levemente amortecida. Além disso, a baixa capacidade de amortecimento do aço dos trilhos evita que a energia de vibração seja transmitida para o ambiente, a qual acaba sendo condicionada à propagação de ondas ao longo do trilho.

Ainda sobre a Figura 21, é possível observar que a via comporta-se muito diferente se a receptância é medida no ponto médio entre dois dormentes (linha cheia) ou acima da camada de lastro (linha tracejada). No primeiro caso, será medida a maior excitação da via pela frequência de ressonância acoplada. Por outro lado, se a vibração for medida logo acima de um dormente, ou seja, em um nó, então a via será identificada como muito rígida.

Pela teoria de Euler-Bernoulli a frequência de ressonância acoplada do trilho pode ser calculada da mesma maneira que a frequência fundamental de uma viga biapoiada de comprimento L , como mostra a equação (20).

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \left(\pi^2 \sqrt{\frac{EI}{mL^4}} \right) \quad (20)$$

Onde EI é a rigidez em flexão do trilho, m é a massa do trilho por unidade de comprimento, e L é o espaçamento entre dormentes. Exemplificando, para o perfil de trilho UIC60 que tem 60 kg/m, EI de 6,4 MN.m², espaçamento L de 0,65m, obtém-se uma frequência de ressonância acoplada de 1.214 Hz. Na prática, a frequência medida será menor do que esta calculada.

A razão pela qual a verdadeira frequência é menor do que a calculada é o comprimento de onda ser muito curto. A teoria Euler-Bernoulli é precisa para comprimentos de onda muito mais longos do que a altura da viga, condição esta não satisfeita para o cálculo do exemplo acima. A altura da secção transversal do trilho UIC60 trilho é 172 mm, um valor próximo do comprimento de onda da frequência de ressonância acoplada de 1300 mm, apenas 7,5 vezes maior ($l = 2L = 1,3 \text{ m} = 7,5 \text{ h}$).

Na prática, o cisalhamento do trilho e sua inércia rotacional também devem ser considerados para melhor estimar a frequência de ressonância acoplada. Isso pode ser feito com o uso da teoria de vigas de Timoshenko, pela qual o trilho UIC60 apresentaria uma frequência de 20% menor do que aquela calculada pela teoria Euler-Bernoulli.

Por ser não linear, a receptância de uma via permanente varia com diferentes níveis de carga. Se a via for carregado por uma força estática, ela se sobrepõe ao efeito dinâmico das forças sinusoidais e, em seguida, a receptância da via irá depender da pré-carga. Uma grande pré-carga faz com que o via seja mais firme, ou seja, a curva da Figura 21 se moveria para baixo e os picos de ressonância mudariam para frequências mais altas.

No caso da passagem de um trem sobre a via, as molas e massas da composição (eixos, suspensões, estruturas dos truques, entre outros) contribuem para o comportamento dinâmico do sistema veículo-via, de maneira que outras frequências de ressonância serão medidas. Um exemplo acontece para o rodeiro que vibra como uma inércia com a rigidez da via como elemento elástico, que fica na faixa de frequências de 30 a 100 Hz.

Outro elemento elástico do sistema veículo-via está no contato roda-trilho. A deformação elástica na região de contato pode ser vista como uma mola de características não lineares. A rigidez desta "mola de contato" aumenta de acordo com a força do contato roda-trilho, influenciando o comportamento de alta frequência. Este efeito elástico do contato roda-trilho é denominado de mola hertziana, pela investigação de Hertz a respeito do contato entre corpos elásticos.

Além disso, quando a velocidade aumenta, a intensidade de ruído e vibração, geralmente torna-se maior. Se o subleito da via é pouco rígido, por exemplo, em solo com barro, então a velocidade da composição pode exceder a velocidade da frente de onda no solo, de maneira a induzir um aumento significativo do nível de vibração de tal modo que a velocidade da composição deve ser limitada ou o subleito tem que ser reforçado, como ocorreu em uma via de alta velocidade da Suécia. (KRYLOV, 2002).

Outra fonte geradora de ruído e vibrações é a ovalização da roda, uma vez que durante o uso ela sofre deformações por deslizamentos durante a tração e, principalmente, a frenagem. Essas irregularidades podem ter longos comprimentos de onda, sendo denominada poligonalização ou “polygonalisation” de uma a cinco faces ao redor da roda, ou pode ser onda curta.

Deve-se considerar ainda a rigidez da via como outra fonte de vibração irregular. Assim, haverá uma maior deformação do trilho, quando a roda está entre dois dormentes, do que quando ela está exatamente em cima de um. Isso induz uma excitação da passagem da composição na camada de lastro. A frequência depende da distância entre dormentes e da velocidade da composição, e podem, naturalmente, induzir vibrações de ressonância no trem e na via.

Uma roda com velocidade v (m/s) ao longo de um trilho com irregularidade sinusoidal de comprimento de onda l (m) irá perceber uma frequência de excitação f (em hertz, Hz), conforme a equação (17).

$$f = \frac{v}{l} \quad (21)$$

Supondo velocidade do veículo 5 a 60 m/s e irregularidades de comprimento l de 0,030 a 0,300 m obtém-se um intervalo de frequências de excitação de 17 a 2.000 Hz, sendo que os comprimentos de onda mais longos correspondem às frequências mais baixas. Dessa maneira, são induzidos ruído e vibrações da passagem da composição na estrutura da via e no ambiente. Além disso, as ressonâncias do sistema veículo-via podem amplificar essas vibrações ao nível das frequências ressonantes.

Irregularidades periódicas de vários comprimentos de onda também podem se desenvolver no boleto do trilho, desde ferrovias de carga ou “heavy haul” como nas linhas metropolitanas ou ainda em veículos leve sobre trilhos (VLTs). O desenvolvimento dessas irregularidades na cabeça do trilho é explicado pela dinâmica do sistema veículo-via associada a efeitos de ressonância do rodeiro, uma vez que as irregularidades se desenvolvem com comprimento de onda na faixa 30 a 300 mm, sendo denominadas como corrugado periódico.

Por abranger uma grande faixa de comprimentos de onda, as irregularidades periódicas são classificadas de diferentes formas. As irregularidades de

comprimentos de onda muito curtos, de 300 mm ou menos, são chamadas de enrugamento. Uma recente revisão de estudos do corrugado ferroviário foi elaborado por Sato et al. (2002). É importante ressaltar que apenas os comprimentos de onda longos podem ser atribuídos ao processo de fabricação.

Na visão de Alias (1986), as irregularidades são divididas em três categorias:

- i. Corrugação, com comprimentos de onda 30 a 80 mm e com amplitudes de alguns centésimos de mm;
- ii. Ondas curtas, com comprimentos de onda 150 a 300 mm e com amplitudes até 1 mm;
- iii. Ondas longas, com comprimentos de onda até 2 metros.

Grassie e Kalousek (1993) classificaram os defeitos de boleto de trilhos em função do mecanismo. Clark et al. (1982) desenvolveram um modelo matemático para descrever a dinâmica do sistema veículo-via. Eles também realizaram experimentos com dois trilhos especialmente preparados para o ensaio, simulando ondulações de 60 mm de comprimento ao longo de 6 m dos trilhos. As suas conclusões foram que a vibração do trilho estava fora de fase com as ondulações, de maneira que a irregularidade cíclica da roda é minimizada. Isso acontece pelo fato da inércia do trilho ser inferior a da roda. Como consequência, ocorre a degradação de palmilhas e cliques devido a muitos ciclos de carga alternada. Além disso, também é conhecido que existem vibrações na via provenientes da ressonância entre as rodas dianteiras e traseiras de um mesmo truque (IGELAND, 1996).

Alias (1986) fornece algumas características da formação de irregularidades no boleto de trilhos, mais especificamente, para aquelas que apresentam uma sucessão de áreas polidas e brilhantes, de 30 a 80 mm de distância, regularmente espaçadas, que contrastam com pequenas depressões oxidadas. Ele ainda revelou, através de análises metalográficas, que as regiões brilhantes apresentam microestrutura martensítica em uma profundidade de alguns centésimos de 0,2 a 0,3 mm, a qual pode ser explicada pelo escorregamento das rodas que leva a um aumento acentuado da temperatura da superfície do boleto seguido de rápido resfriamento devido à condução térmica para o material da periferia.

Em uma abordagem de Brockley e Ko (1988) foi proposto que ondulações são formadas pelo desgaste resultante da vibração torcional das rodas motrizes e pela vibração longitudinal do trilho. Enquanto Knothe e Ripke (1989) sugeriram a formação de irregularidade granular ou “pellets” pode ser explicada como um processo de interação entre roda e trilho durante oscilações de frequência elevada.

Suda e Iguchi (1989) declararam que a formação corrugação depende das frequências naturais do sistema, de maneira que pela escolha dessas frequências seria possível reduzir o desenvolvimento de “pellets” de um comprimento de onda sem induzir o crescimento de “pellets” em outros comprimentos de onda. Eles também afirmaram que a direção de laminação e a velocidade tem uma grande influência sobre o crescimento corrugado.

Igeland (1996), com base no cálculo empírico de corrugação estabeleceu uma correlação entre deformação, força de atrito e força normal. As forças de contato verticais entre as rodas em movimento e os trilhos foram calculadas no domínio do tempo, permitindo que propriedades não lineares do contato roda-trilho fossem consideradas. Dessa forma, verificou-se que os dois eixos de um truque interagem através da via permanente, e que tanto a roda dianteira como a traseira do truque devem ser consideradas na análise do crescimento da corrugação.

Uma roda deformada irá excitar o sistema veículo-via com uma ou várias frequências correspondentes aos comprimentos de onda da ovalização. A frequência de excitação corresponde à velocidade de rotação da roda, geralmente expressa em rotações por minuto (rpm), dividida pelo perímetro da zona de contato. Por exemplo, uma roda de raio 0,45 m, apresenta uma irregularidade de comprimento de onda de 2,82 m. Uma forma oval no contorno da roda irá induzir com uma frequência proporcional a meio comprimento de onda. Além disso, irregularidades não periódicas podem aparecer sobre a bitola das rodas, devido à utilização dos freios (NIELSEN E JOHANSSON, 2000).

No caso de Aparelho de Mudança de Via (AMV), na região do jacaré, ocorre um incremento na rigidez em flexão da via. Tal mudança repentina da rigidez irá induzir vibrações transitórias de alta-frequência no trem e na via. A massa também é maior na região do cruzamento o que gera forças de inércia maiores (ANDERSSON E DAHLBERG, 1999).

No caso de trilhos com união por solda, pode haver um pequeno rebaixo na região da solda, que aparece com o tempo. Quando uma roda, especialmente em alta velocidade, passa por esse rebaixo a maior inércia da roda irá pressionar o trilho para baixo, o qual resistirá gerando grandes forças dinâmicas. No caso de união de trilhos com talas, ou em regiões de juntas de expansão, além da preocupação com o desnível, existe ainda a diferença de rigidez do trilho no momento em que as rodas passam sobre a tala ou a junta.

Quando a roda passa pela agulha de um AMV o contato roda-trilho de repente passar a ocorrer no friso das rodas. Isto implica que a roda se mova lateralmente para encontrar sua nova posição de equilíbrio, induzindo uma força longitudinal no volante e na via e, assim, um momento de guinada do rodeiro. No cruzamento, onde a roda se move ao longo do núcleo do jacaré a geometria da travessia e o perfil da roda raramente acontece uma transição suave. Em vez disso, devido à diferença de alturas da pata de lebre e o núcleo, esta transição muitas vezes induz a uma carga de impacto vertical da roda e no cruzamento, Andersson e Dahlberg (1999).

3.3. Descrição Dinâmica da Via Permanente

A estrutura da via permanente consiste em trilhos, dormentes, palmilhas, fixações, lastro e fundações. Dependendo do que se pretende investigar, esses componentes podem ser modelados de uma maneira simples ou mais sofisticada. O trilho, por exemplo, pode ser modelado como uma típica viga Euler-Bernoulli ou como uma viga de Timoshenko.

Neste âmbito, o modelo apresentado por Winkler (1867 apud IWNICKI, 2006) ainda está em uso pela simplicidade do cálculo. Os poucos parâmetros necessários para este modelo são a rigidez em flexão do trilho EI (Nm^2) e a rigidez da camada de lastro k (N/m^2 , ou seja, N/m por metro de trilho). A deflexão $w(x)$ do trilho é então obtida a partir da equação diferencial (22), onde $q(x)$ é a carga distribuída sobre o trilho.

$$EI \frac{d^4 w}{dx^4} + kw(x) = q(x) \quad (22)$$

Este modelo é aceitável apenas para as cargas estáticas em uma base macia, como numa via com dormentes de madeira. Efeitos dinâmicos não podem ser analisados utilizando com este modelo, já que não considera as inércias do sistema. Em especial, a frequência de ressonância de faixa de 800 a 1000 Hz, na qual o trilho vibra com os nós dos dormentes, não pode ser previsto por este modelo. Por outro lado, o modelo de Winkler prevê que a via é levantada na frente e atrás da roda, como mostra a linha tracejada da Figura 22. Este modelo pressupõe, no entanto, que existe uma força de tração entre o trilho e a fundação onde a via está levantada. Na prática, é apenas o peso dos trilhos e dormentes que não permite criar uma folga entre a via e a camada de lastro.

Figura 22 - Viga apoiada em fundação elástica. Fonte: Iwnicki (2006).

Ao introduzir os modelos de palmilhas, dormentes, e lastro na modelagem completa da via permanente, o feixe de molas pode ser colocado sobre um leito constituído de várias camadas contínuas de lastro. Um modelo como este foi usado por Grassie e Cox (1984), com o qual examinaram o comportamento da via concluindo que o solapamento de dormentes estava associado com ressonâncias mal amortecidas. Após comparações do modelo com experimentos realizados na ferrovia britânica, verificou-se que palmilhas macias são capazes de isolar mais eficazmente os dormentes, de maneira a reduzir significativamente o solapamento de dormente. Em seu modelo, são incluídos componentes de amortecimento da palmilha e do lastro, como mostra a Figura 23.

Figura 23 - Trilho disposto em via discretizada. Fonte: Iwnicki (2006).

Usando este modelo, as três frequências de ressonância podem ser calculadas, ou seja, a via pode oscilar sobre o lastro, bem como o trilho sobre o dormente com a

palmilha funcionando como uma mola resiliente entre as duas massas, o que permite obter a frequência de ressonância acoplada.

Para ser capaz de adicionar uma frequência de ressonância em baixa frequência, isto é, da ordem de 20 a 40 Hz, pode-se incorporar mais premissas para o modelo de Grassie e Cox. Ao fazer a massa do subleito muito maior que da superestrutura e ajustando a rigidez do subleito, uma ressonância em baixa frequência pode ser obtida (Oscarsson, 2001).

Figura 24 - Modelo dinâmico de via permanente contendo trilho, dormentes, lastro e elemento de liquidação. Fonte: Iwnicki (2006).

Há ainda outro modelo de via que inclui um elemento de liquidação, com o objetivo de prever o comportamento do lastro em longo prazo, Figura 24. Verificou-se que um grande valor do limite de elasticidade do elemento de liquidação implicaria que a via voltou à sua posição original após a roda ter passado. Por outro lado, um valor baixo do limite de elasticidade em alguns elementos de liquidação resultou em uma deformação permanente da via logo após a passagem da roda. Sendo assim, é comportamento de difícil modelagem que ainda encontra-se em estudo.

3.4. Aparelho de Mudança de Via (AMV)

O último assunto que envolve a via permanente e, provavelmente, o mais complexo de ser modelado e de maior preocupação quanto à manutenção e à segurança operacional é o Aparelho de Mudança de Via (AMV) e, em alguns casos, denominado simplesmente como desvio.

O AMV consiste em um local de elevado risco de descarrilamento em função de suas características, de modo a representar uma área de grande interesse para

estudos de ocorrências operacionais, como para o desenvolvimento de novos projetos e avaliações de sua geometria, Barbosa (1999).

Essencialmente, a passagem de veículo pela rota de desvio do AMV impõe uma mudança súbita de direção, a qual produz esforços de resistência de magnitude considerável. Por isso, este equipamento constitui o trecho mais crítico de uma via permanente, sendo mais suscetível a falhas de seus componentes.

Outra dificuldade decorre por conta da existência dos trilhos móveis e da máquina de chave que promove a movimentação do AMV, nos quais se destaca a alta taxa de utilização em linhas metropolitanas, que aumenta a criticidade do equipamento e, conseqüentemente, a preocupação com sua manutenção.

De acordo com a norma EN 13232-9, é definido que no ponto de contato entre a roda e a agulha do AMV existe uma força de guiamento (Y) e uma força de carregamento da roda (Q), as quais atuam em relação ao plano de contato, como mostra a Figura 25.

Figura 25 - Plano de Contato da Roda com a Agulha e o Trilho de Encosto. Fonte: norma EN 13232-9 (BSI, 2006).

Outros parâmetros de interesse para o estudo do contato roda-trilho que estão relacionados com o perfil da roda são: o estreitamento do flange da roda ou “flange sharpness” e a altura do flange da roda ou “flange depth”, que estão identificados na Figura 26.

Figura 26 - Parâmetros de Desgaste do Perfil da Roda (Fonte: norma EN 13232-9)

Ainda na Figura 26 pode-se identificar a cota (a) entre as faces internas das rodas ou “wheel back-to-back” e a largura do flange (b) ou “flange width”, que são usadas como parâmetros de desgaste.

Outro parâmetro importante para o contato roda-trilho em AMV é o ponto de retração da agulha (E) ou “AMV point retraction”, medido entre o plano de referência da face da agulha e o ponto mais extremo do trilho de encosto, medidos na face transversal da agulha, conforme mostra a Figura 27.

Figura 27 - Retração do Perfil da Agulha Sob o Trilho de Encosto. Fonte: norma EN 13232-9 (BSI, 2006).

Para a região de cruzamento do AMV com jacaré fixo pode-se destacar o ponto de retração do jacaré que, na prática, representa a ponta física do núcleo do jacaré, a qual é retraída do ponto teórico do cruzamento (também conhecido como VMV – Vértice do Aparelho de Mudança de Via) e indicado na Figura 28.

Figura 28 - Ponta do Núcleo do Jacaré. Fonte: adaptado da norma EN 13232-9 (BSI, 2006).

3.5. Mecânica de corpos rígidos

Apresenta-se aqui a notação matemática necessária para formular os modelos em sistemas multicorpos ou “Multibody systems” (MBS). Inicialmente descreve-se o sistema de referência principal utilizado e se apresenta a construção da via permanente. Posteriormente serão descritas as superfícies dos perfis da roda e do trilho. E finalmente, são apontadas as principais distâncias vetoriais relativas entre as referências locais e a referência global.

O primeiro sistema de referência a ser introduzido é o sistema fixo $Oxyz$, que possui o eixo x tangente à direção da via e o eixo z normal ao plano da via, conforme Figura 29.

Figura 29 - Sistemas de referência fixo e auxiliar. Fonte: Iwnicki (2006).

Em comparação com o sistema fixo a via permanente pode ser descrita por meio de uma curva genérica no espaço $\gamma(s)$, no qual s é o comprimento do arco. Por simplicidade, define-se então $\gamma'(s')$ como a projeção de $\gamma(s)$ no plano horizontal. Geralmente, no âmbito metro-ferroviário, são suficientes a curvatura $\kappa(s)$ de $\gamma(s)$ e o declive $\rho(s)$ da via, para a construção do traçado da via permanente. Dessa maneira, a curva $\gamma'(s')$ pode ser calculada de acordo com a equação (23), denominada fórmula de Frenet, na qual $T(s')$ e $N(s')$ são respectivamente o versor tangencial e o versor normal da curva.

$$\frac{dT}{ds'} = \kappa(s')N \text{ ou } \frac{dN}{ds'} = -\kappa(s')T \quad (23)$$

A integração de tal equação a partir da condição inicial $T(0)=(1,0)$ e $N(0)=(0,1)$ permite calcular $T(s')$ e $N(s')$ e, conseqüentemente a curva $\gamma'(s')$.

Por outro lado, é importante analisar o caso do rodeiro que é o componente do veículo que faz a interface com a via. Por isso, a importância de compreender o seu funcionamento como mecanismo de contato, através do desenvolvimento de suas equações de movimento. O rodeiro apresenta cinco (5) graus de liberdade, conforme mostra a Figura 30, sendo eles:

- i. Deslocamento longitudinal (na direção de movimento do veículo);
- ii. Pequeno deslocamento lateral (em função da pequena folga existente entre os frisos das rodas e os trilhos da via);
- iii. Rotação na direção do eixo (na direção de rolagem das rodas);
- iv. Pequena rotação de movimento de giro ou “yaw” (também por conta da folga entre os flanges das rodas e os trilhos da via);
- v. Pequena rotação na direção longitudinal (em função da conicidade do perfil das rodas).

Figura 30 - Graus de liberdade do rodeiro. Fonte: Iwnicki (2006).

3.6. Técnica de modelagem de sistemas multicorpos

Tratando-se do uso da técnica multicorpos ao estudo do transporte de passageiros de metrô e ferrovias, é essencial discorrer brevemente sobre alguns estudos de caso apresentados nos simpósios da IAVSD (International Association for Vehicle System Dynamics).

A modelagem multicorpos do rodeiro leva em conta a avaliação da relação (L/V) pela aplicação de força lateral sobre o rodeiro e variando os valores do coeficiente de aderência entre roda e trilho. Para a representação do rodeiro são considerados dois corpos, cada um com seis graus de liberdade (g.d.l.), sendo a via e o rodeiro.

O corpo da via equivale à superestrutura (trilhos, palmilhas, placas, dormentes ou vigas, lastro, etc) e determina os dados de entrada de inclinação, superelevação, curvatura, irregularidades e características tribológicas do contato roda-trilho. A via se conecta ao referencial inercial por junta do tipo planar, ou seja, que permite dois movimentos lineares no plano e um movimento de rotação.

Já o corpo correspondente ao rodeiro se conecta ao corpo da via por uma junta do tipo planar. É nela que são contabilizadas as forças do contato roda-trilho. Ele também interage com os esforços provenientes da suspensão primária que no modelo são identificadas como forças externas. Por sua vez, elas são representadas por um elemento elástico de rigidez longitudinal e outro de rigidez lateral, que equivalem ao subsistema da suspensão primária. A partir disso, define-se a rigidez

de cisalhamento pela equação (24) e a rigidez rotacional pela equação (25), sendo K_x a rigidez longitudinal e K_y a rigidez lateral.

$$K_C = \frac{K_x K_y e^2}{(K_y b e^2 + K_x e^2)} \quad (24)$$

$$K_R = K_x e^2 \quad (25)$$

Os graus de liberdade do modelo do sistema rodeiro-via são deslocamento lateral, deslocamento longitudinal, ângulo de inclinação, ângulo de direção (yaw), ângulo de rotação do eixo. Ainda consideram-se os graus de liberdade relacionados com a via como altura, inclinação, superelevação e raio de curvatura. Observa-se, contudo, que tal modelo é válido apenas para movimentos em torno da linha central da via.

De maneira ilustrativa a Figura 31 mostra a representação esquemática do rodeiro, via, juntas multicorpos, carregamentos e os sistemas de referência. No caso, a via pode ser representada no referencial inercial, enquanto o rodeiro está representado no referencial local. Também são indicadas as variáveis correspondentes aos graus de liberdade.

Figura 31 - Modelo Físico do Rodeiro. Fonte: Barbosa (1999).

A determinação das forças tangenciais na interação entre rodeiro e via é obtida pelo cálculo dos escorregamentos relativos. Tal procedimento pode ser mais bem visualizado no diagrama da

Figura 32, segundo Barbosa (1999).

Figura 32 - Diagrama de Bloco da Rotina de Cálculo das Forças de Contato. Fonte: Costa Neto (1992).

Uma consideração relevante deve ser feita sobre a conicidade da roda. Por conta dela, a inclinação transversal do rodeiro e a altura do centro de massa podem variar em função do passeio lateral do rodeiro. A determinação desses movimentos pode ser realizada pela análise de um modelo cinemático. Este modelo permite ainda a determinação do centro instantâneo de rotação, que relaciona os movimentos laterais do rodeiro com os movimentos verticais e de rotação.

Na modelagem multicorpos para um veículo completo foi avaliado a identificação da velocidade crítica, a inscrição em curvas, o tráfego com irregularidades em via tangente e em curva. Deve-se atentar para as seguintes considerações: alta constante de elasticidade dos trilhos, truque com barras assimétricas de ligação cruzada e centro de massa da caixa excêntrico.

É importante ressaltar que para a elaboração destes modelos faz-se necessário uma análise profunda das características de todos os subsistemas que compõe o sistema macro a ser modelado.

Programas multicorpos são desenvolvidos a partir de algoritmos numéricos avançados com a capacidade de realizar a integração de equações diferenciais de movimentos, possibilitando ao engenheiro dinamicista manterem o foco na elaboração do modelo físico e na interpretação dos resultados sem desprender grandes esforços com o lado matemático do problema.

3.7. Representação topológica de sistemas multicorpos

Qualquer sistema multicorpos é formado essencialmente por corpos, juntas, carregamentos e elementos de contorno. A representação topológica permite visualizar de maneira clara e rápida a relação entre os corpos sem incluir muitos detalhes das juntas, carregamentos e condições de contorno. Apresenta-se na Tabela 1 a representação e propriedades dinâmicas dos componentes.

Tabela 1 - Elementos da Representação Topológica

COMPONENTE	REPRESENTAÇÃO	PROPRIEDADES
Corpo	Figura elíptica	Massa e momento de inércia
Junta	Contato entre corpos	Coeficiente de aderência, rigidez e amortecimento
Carregamentos (forças ou momentos)	Setas	Direção, sentido e magnitude
Contorno	Referencial inercial	

4. MATERIAIS E MÉTODOS

4.1. Algoritmos computacionais para simulação de sistema multicorpos da interação entre veículo e via metroferroviária

Com o advento de computadores mais poderosos a simulação de sistemas mecânicos complexos tornou-se uma real possibilidade. Um modelo de computador de um veículo metro-ferroviário pode ser construído e executado em um ambiente virtual, e uma vasta gama de possíveis projetos ou variações dos seus parâmetros pode ser investigada. As saídas do modelo podem ser configuradas para fornecer previsões precisas do comportamento dinâmico do veículo e sua interação com a via. A otimização de suspensão ou de outras partes do sistema pode ser realizado, e os níveis de forças e acelerações podem ser verificados em relação aos padrões para garantir uma operação segura.

Como entradas típicas pode-se citar as irregularidades verticais e laterais da via, desvios na bitola e cruzamentos de via. Estes podem ser programados através de eventos discretos ou podem ser medidos na via. Forças adicionais podem ser especificadas como, por exemplo, o carregamento aerodinâmico do vento. A Figura 33 mostra um resumo esquemático dos principais aspectos do processo de simulação de sistemas multicorpos.

Figura 33 - Diagrama do processo de simulação computacional metro-ferroviária. Fonte: Adaptado de Andersson, Berg, Stichel (2005).

A indústria da informática tem desenvolvido programas utilizados por pesquisadores e engenheiros, sendo que a base teórica matemática tem sido continuamente desenvolvida e se tornado mais confiável, de maneira que os algoritmos computacionais, originalmente escritos por institutos de pesquisa, se tornaram em pacotes de simulação amigáveis, abrangentes e validados. Os pacotes disponíveis no mercado permitem realizar: análise modal e estabilidade, a análise do comportamento em curva, a influência de forças externas, entre outras.

O nível de confiança da simulação dinâmica metro-ferroviária depende fortemente da forma como o sistema é matematicamente modelado e dos dados de entrada que são fornecidos.

Um importante aspecto das simulações metro-ferroviárias é a escolha da faixa de frequência de interesse, a qual normalmente é de 0 a 20 Hz. Esta gama inclui a frequência fundamental dinâmica do sistema veículo-via, além de conter os modos de frequência das análises mais realizadas, já descritas anteriormente. Para o caso

de estudo de ruído ou para a avaliação de vibrações, frequências mais altas devem ser usadas.

A arte da modelagem exige experiência em engenharia e bom senso, mas principalmente é necessária uma quantidade significativa de informações técnicas relevantes e confiáveis sobre o sistema veículo-via.

Para o veículo são considerados os componentes: carroceria, chassi dos truques, rodeiros e as suspensões primárias e secundárias. É importante contabilizar a inércia dos componentes e rigidez e amortecimento das suspensões. No entanto, em muitas aplicações metro-ferroviárias a flexibilidade estrutural também precisa ser considerada, como no caso dos carros para transportes de passageiros.

Os principais componentes da suspensão são as molas e os amortecedores cujas forças essencialmente estão relacionadas a seus deslocamentos e velocidades. As hastes de tração, batentes, barras de anti-rolagem, braços longitudinais, articulações, entre outros também pertencem a este grupo de componentes.

Esta subdivisão dos componentes do veículo refere-se à modelagem mecânica da dinâmica multicorpos ou “multibody dynamics” (MBD). Isto significa que a maior parte dos graus de liberdade, ou das equações de movimento, é atribuída para os movimentos do veículo.

A Figura 34 mostra os sistemas de referência para um sistema veículo-via. Neste caso, foi considerado um sistema de referência fixo inercial $I_1-I_2-I_3$, enquanto veículo e via tem seus sistemas de referência locais. No sistema da via $X-Y-Z$, são consideradas a inclinação e superelevação e para o sistema do veículo $x-y-z$, são considerados seus graus de liberdade, as translações do plano da via e as rotações arfagem, guinada e rolagem.

Figura 34 – Sistemas de referência da cinemática de veículo metro-ferroviário. Fonte: Iwnicki (2006).

A carroceria geralmente contém a parte principal da massa do veículo, cujas propriedades de massa podem ser calculadas por um modelo tridimensional em CAD ou em elementos finitos, nos quais são fornecidos a massa, o centro de gravidade, e os momentos de inércia. Na maioria dos casos, as informações da carga, sejam mercadorias ou passageiros, são mais difíceis de serem estimadas ou mesmo posicionadas. Por isso, são necessárias simulações de vários casos de carregamento.

Na maioria das aplicações, é importante considerar a flexibilidade estrutural da carroceria para que as vibrações e seus efeitos negativos no tráfego e no conforto dos passageiros sejam devidamente calculados. Nas frequências de 10 Hz as acelerações verticais podem causar desconforto significativo, uma vez que as pessoas são mais sensíveis a acelerações verticais de 8 a 10 Hz, conforme a norma ISO 2631-2. Por exemplo, os valores rms das acelerações verticais apresentam a metade de seu valor quando é considerada a flexibilidade estrutural da carroceria.

As vibrações da carroceria também são promovidas por um baixo fator de amortecimento da estrutura. Contudo, sabe-se que a presença de passageiros dentro do carro pode melhorar seu amortecimento em até 4%. Para determinação

das propriedades do amortecimento é melhor a realização de testes. Na modelagem, os equipamentos e os passageiros podem ser modelados como entidades distintas da estrutura da carroceria.

O chassi do truque, geralmente, é considerado como uma única estrutura metálica. Às vezes, é necessário contabilizar sua flexibilidade torcional para obter melhores resultados nas simulações. A flexibilidade do chassi pode ser determinada por análise de elementos finitos e pode ser incluída nas simulações multicorpos através de um conjunto limitado de autovalores. Em alguns pacotes comerciais, é possível inserir o modelo flexível do chassi, em elementos finitos, e não depender de uma tabela limitada de valores.

Os componentes do sistema de frenagem, como os cilindros de freio, são muitas vezes fixados ao chassi do truque. Uma técnica de modelagem consiste em mesclar estes componentes com o modelo em elementos finitos do chassi. Também pode ser usado em truques com motores de tração elétricos, que são fixados diretamente no chassi do truque juntamente com a caixa de engrenagens.

O modelo de um rodeiro simples normalmente consiste de um eixo rígido montado com duas rodas por processo de prensagem. O diâmetro das rodas, normalmente, é da ordem de 0,7 a 1,0 m, mas existe uma grande variedade de rodas metro-ferroviárias. O diâmetro do eixo é normalmente 0,15 a 0,20 metros, de modo que a massa típica de um rodeiro é de 1.000 a 1.500 kg.

Os rodeiros são frequentemente modelados como corpos rígidos, apesar de que a flexibilidade do eixo pode afetar a interação veículo-via. Estudos mostram que as frequências em torção e em flexão podem ser da ordem de 60 a 80 Hz respectivamente (IWINICK, 2006). As rodas com diâmetros de 0,7 a 1,0 metros também contribuem significativamente para a flexibilidade estrutural do rodeiro, mesmo para frequências abaixo de 100 Hz. Por isso, a flexibilidade estrutural dos rodeiros deve ser incluída no modelo MBS.

Os componentes da suspensão comumente usados em veículos ferroviários são molas helicoidais, feixes de molas, molas de borracha, molas a ar ou “airsprings”, amortecedores a fricção e amortecedores hidráulicos. Eles desempenham um papel importante na redução das acelerações e forças geradas no contato roda-trilho que

são repassadas para a estrutura dos veículos. Estes componentes ainda têm influência na dinâmica lateral do veículo, em especial, na inscrição em curvas. Outros elementos da suspensão como batentes e barras anti-rolagem ou “antiroll bars” podem ser usados em complemento às molas e aos amortecedores. Em alguns casos também são necessárias barras laterais, que possuem a função de limitar os movimentos de rolagem da carroceria do veículo, ou as barras de tração, que transferem as forças longitudinais entre o truque e a carroceria durante aceleração e frenagem.

As forças estáticas, denominadas de pré-carga, devido ao peso do veículo e da carga útil, são consideradas tendo em vista estabelecer o deslocamento para a condição estática das molas e amortecedores. Para molas helicoidais e molas a ar, a pré-carga gera apenas forças compressivas, enquanto para feixe de molas e molas de borracha também são submetidas a forças de cisalhamento e momentos de flexão.

Um aspecto importante sobre as molas a ser considerado é a variação da rigidez. A rigidez vertical de uma mola espiral é praticamente independente da carga estática, enquanto que para a mola a ar sua rigidez aumenta quase que linearmente com o aumento da pré-carga, assim como para mola de borracha e feixe de molas.

O comportamento estático dos vários tipos de molas pode ser determinado pela medição física com aplicação lenta de carga e descarga. Durante a descarga em uma mola helicoidal, a curva de força versus deslocamento é praticamente coincidente com a da fase de carregamento, ou seja, a dissipação de energia ou histerese é baixa. Em contraste, um feixe de molas apresenta uma quantidade significativa de histerese, devido a movimentos deslizantes entre as folhas. No caso de mola a ar e de mola de borracha, existe uma histerese, ainda que pequena, por conta da compressibilidade do ar e do atrito interno da borracha, respectivamente.

Para molas helicoidais e molas a ar, a pré-carga compressiva dá origem a efeitos desestabilizadores no plano horizontal. Para atenuar os efeitos desestabilizadores de molas helicoidais, duas ou três molas costumam ser introduzidas ao lado ou dentro uma das outras. No último caso, as molas internas não podem ser ativadas para pré-carrega baixa. Este método é muitas vezes usado em vagões e produz uma rigidez vertical progressiva.

Durante cada simulação da suspensão a pré-carrega é normalmente assumida como constante. Para as molas da suspensão a correta rigidez estática precisa ser definida, de preferência com base em ensaios estáticos conforme indicado anteriormente ou, ao menos, com a realização de cálculos apropriados.

Figura 35 - Modelo de mola com efeitos não lineares de atrito e seu gráfico força x deslocamento (Fonte: Iwnicki, 2006).

No caso de molas com perdas por histerese, um modelo detalhado deve ser elaborado para contabilizar o atrito, como no feixe de molas. Os movimentos de deslizamento entre as folhas das molas do feixe são, provavelmente, o exemplo mais óbvio de atrito em molas. O modelo comumente usado para atrito é o de Coulomb. Para um caso unidimensional, pode-se considerar um elemento de atrito de Coulomb em série com uma mola linear, os quais estão em paralelo com outra mola linear, de maneira a produzir uma curva de força versus deslocamento como exemplificado na Figura 35. Desta forma, a área do paralelogramo correspondente à dissipação de energia por ciclo. Para aumentar a amplitude de deslocamento esta degradação vai aumentar considerando que a rigidez vai diminuir. Contudo, nota-se que estas duas grandezas e o gráfico propriamente dito são independentes da frequência de excitação.

O modelo mostrado pode ser suficiente em algumas situações, mas só pode representar duas distintas versões fricção por ciclo (no canto superior esquerdo e inferior direito cantos). No entanto, as molas de lâminas medidas na prática apresentam uma curva mais suave e sem cantos, uma vez que o modelo de Coulomb não representa totalmente a realidade. Além disso, molas de borracha e molas a ar mostram um comportamento semelhante embora com menor histerese. A Figura 36 mostra uma comparação de curvas de força versus deslocamento de uma mola real e outra mola com modelo de atrito de Coulomb.

Figura 36 - Força x deslocamento para excitação harmônica. Fonte: Iwnicki (2006).

Ao aumentar a frequência de excitação as curvas força-deslocamento de feixes de molas e de molas helicoidais praticamente não se alteram. No entanto, para molas de borracha e airsprings a efeitos viscosos são significativas sugerindo que os modelos são dependentes da frequência.

O modelo clássico de uma mola linear em paralelo com um amortecedor viscoso linear é suficiente aqui desde que a faixa de frequência de interesse costuma ser limitada. Para maiores gamas de frequências este modelo fornece uma grande rigidez e amortecimento em frequências altas.

Amortecedores hidráulicos podem ser modelados como amortecedores viscosos lineares. Para amortecedores com uma alta relação de amortecimento pode ser importante considerar a rigidez do conjunto amortecedor, incluindo as buchas de borracha das extremidades e a rigidez estrutural do fluido hidráulico interno. Isto é

particularmente verdadeiro para os amortecedores de guinada, que geralmente têm uma alta razão de amortecimento.

A flexibilidade dos suportes do amortecedor também deve ser considerada, em especial, para amortecedores com taxas elevadas de amortecimento. Ela é tão importante quanto a rigidez do fluido interno. Muitas vezes é desejável que os suportes e pontos de fixação sejam bastante rígidos, a fim de não reduzir a eficiência do amortecedor.

Exceto para a dinâmica vertical de molas a ar, a suspensão dos modelos geralmente não inclui efeitos de inércia. No entanto, a massa dos componentes da suspensão deve ser dividida meio a meio. Isso é necessário para não subestimar a massa total do veículo na modelagem.

A Figura 37 mostra um modelo simples da via que inclui a flexibilidade dos seus componentes nas direções lateral e vertical. Este modelo é considerado, na maioria dos casos, demasiado simples para análise do comportamento da via em detalhes, uma vez que a rigidez e o amortecimento podem ser lineares ou não. A utilização de dados numéricos reais reflete de uma melhor maneira a construção da via, ou seja, tipo de trilhos, juntas, dormentes e lastro, bem como veículo cargas por eixo.

Figura 37 - Exemplo de modelo flexível de via permanente. Fonte: Claesson (2005).

O traçado geométrico da via é definido pelos raios de curva, tamanhos e tipos de curvas, trechos em via tangente, etc. As irregularidades são normalmente dadas

como desvios lateral e vertical do eixo da via, e pelas variações na bitola da via. É importante que as irregularidades sejam representativas de um longo trecho da via, e que eles também sejam representativos da pior condição a ser considerada. A análise estatística dos dados de via muitas vezes faz-se necessária.

A rigidez do contato roda-trilho, incluindo a rigidez de contato, apresenta taxa de amortecimento das forças muito reduzida, o que proporciona um aumento dos autovalores e, conseqüentemente, torna-se necessário executar simulações no domínio de tempo, ou seja, por meio da integração numérica. Por isso, esse tipo de simulação é mais demorado.

O modelo de contato roda-trilho é constituído, principalmente, pela geometria dos perfis da roda e do trilho. Faz-se necessário considerar também um modelo de saturação de aderência dos escorregamentos, conforme já apresentado anteriormente neste trabalho. Além dos perfis, outros parâmetros de entrada são a inclinação do trilho, a bitola da via, o espaçamento entre os frisos do rodeiro, entre outros.

Uma vez que os parâmetros da roda e do trilho, como perfis, superelevação, inclinação do trilho, mudam ao longo da via, muitas combinações e possibilidades têm de ser incluídas no modelo e investigadas de forma sistemática. Um caso especial é a do tráfego em região de AMVs e cruzamentos.

O coeficiente de aderência quase estático e dinâmico também é dependente da condição de roda e trilho, variando desde 0,6, para contato muito seco e rugoso, até 0,15, no caso de trilhos demasiadamente lubrificados. Isto também deve ser considerado nos modelos. Em particular, o pior cenário para a estabilidade dinâmica do veículo é no caso de coeficientes muito elevados.

A instabilidade do truque é um fenômeno não linear. Para determinada faixa de velocidades, o veículo pode se movimentar de forma estável ou com oscilação lateral dependendo das condições iniciais.

Para velocidades superiores à crítica, grandes oscilações nos rodeiros podem ocorrer repentinamente, se a perturbação inicial do rodeiro atingir seu limite. Às vezes, há oscilações de pequenas amplitudes presentes no diagrama de bifurcação, mostrado na Figura 38.

Figura 38 - Amplitude dos ciclos limite em função da velocidade. Fonte: Iwnicki (2006).

A velocidade crítica do truque se deslocando em uma via ideal, ou seja, sem perturbação, é identificada como a velocidade crítica linear, a qual possui módulo maior que a velocidade crítica não linear. Em geral, uma amplitude pequena não significa um fator crítico de segurança e não necessariamente levará a ultrapassar o limite de estabilidade em aplicações de engenharia.

Devido a forte não linearidade do contato roda-trilho, a velocidade crítica linear pode ser maior que a velocidade crítica real. Para provar a instabilidade do truque durante o processo de engenharia, os métodos de especificidade para medições e testes de aceitação podem ser aplicados. Veículo rodando em via tangente com irregularidades nas piores condições de contato roda-trilho é simulado e critérios de medição e aceitação dos veículos são utilizados para avaliação.

De acordo com a UIC 51866 e EN 14363 o valor rms da soma das forças motrizes é usado em teste completo na via. O valor que limita a carga estática na roda e é igual a metade do limite de acordo com a equação (26).

$$(\sum Y)_{\lim} = \frac{(\sum Y_{2m})_{\lim}}{2} = \frac{1}{2} \left(10 + \frac{2Q_0}{3} \right) [\text{kN}] \quad (26)$$

Para a análise de instabilidade não linear, as piores condições de contato roda-trilho tem que ser utilizadas. A única aplicação de parâmetros nominais de perfis nominais de roda e de trilho é definitivamente insuficiente. Como medidas dos perfis desgastados normalmente não estão disponíveis, um perfil com nível de desgaste

extremo da roda é usado para realizar as simulações. As investigações de estabilidade devem ser conduzidas para perfis de roda e de trilho desgastados.

Por isso, é melhor usar roda com desgaste e perfil de trilho com bitola nominal ou ampliada, para cobrir o intervalo esperado de condições. Outro parâmetro importante é o coeficiente de aderência entre roda e trilho. Como a velocidade crítica reduz com o aumento do coeficiente de atrito, normalmente adotam-se valores entre 0,4 e 0,5, típicos para uma situação seca sem lubrificação.

A simulação de via com irregularidades permite a previsão do comportamento de marcha do veículo, que pode antecipar os ensaios do veículo. De acordo com a norma EN14363 o comportamento de marcha constitui as características de rodagem do veículo no que diz respeito à interação entre veículo e via, de forma a abranger as seguintes condições específicas: segurança de rodagem, carregamento na via, e características de conforto de viagem.

Rodando em via reta, a soma dos esforços de guiagem fornece um critério de avaliação. No entanto, o valor limite para ele pode ser considerado seguro se o truque ou o veículo atendem às condições de estabilidade.

Para o carregamento da via, o termo fadiga de via ou “track fatigue” também pode ser usado, uma vez que os valores limite estão relacionados com a fadiga mecânica dos componentes da via permanente, entre eles, os fixadores, os dormentes, o lastro e os trilhos propriamente. Uma investigação das cargas impostas à via é importante para a avaliação de tráfego em curvas.

A avaliação de dinâmica vertical ou “ride” prevê o comportamento dinâmico do veículo analisando as acelerações que poderão estar sujeitos os passageiros, considerando que o estudo do conforto de rodagem avalia a influência do comportamento dinâmico do veículo no corpo humano. Em primeiro lugar, as simulações relacionadas à análise das características de rodagem e conforto são realizadas para via tangente. No entanto, as curvas de transição também têm de ser consideradas a fim de garantir as mesmas condições de conforto e segurança.

Para simular a passagem de veículo na via, os dados de irregularidades devem ser coletados, de maneira a serem aplicados na simulação através de sua densidade espectral. Irregularidades de via frequentemente utilizadas em países europeus são

aquelas de densidade espectral de "baixo nível" e "alto nível" de acordo com ORE B176.

É compreensível que a irregularidade tem uma significativa influência sobre as características de passeio. No entanto, não é fácil fazer a avaliação precisa da qualidade da via, já que o mesmo veículo pode demonstrar diferentes características de condução em vias levemente diferentes uma das outras. Por exemplo, é muito difícil se prever uma clara tendência de melhoria global ou deterioração do comportamento de vibração, sendo até possível acontecer tendências opostas nos carros de uma composição.

As características de passeio também são influenciadas pelos parâmetros da combinação roda-trilho. As melhores características de condução são geralmente atingidas com conicidades equivalentes médias, ou seja, da ordem de 0.10 a 0.25. No caso de investigações pormenorizadas sobre o conforto de condução, as propriedades do contato roda-trilho desempenham um artigo importante.

No caso de veículos com molas a ar, rodando em suspensão de emergência também deve ser simulado como requisito dos testes de aceitação, além das condições intactas. O carregamento do veículo geralmente leva à redução das frequências naturais, e, em consequência, a uma melhoria no conforto de passeio na direção vertical. O veículo será, portanto, principalmente examinado sem carga, isto é, em tara.

As vibrações são relevantes para aumentar a velocidade de funcionamento, o que por sua vez resulta numa deterioração das características de condução. Por esta razão, os valores limite das características de passeio são examinados durante o teste de aceitação com a velocidade máxima de ensaio, denominada velocidade máxima de serviço e, portanto, são também investigadas nesta velocidade durante a fase de projeto. A influência negativa sobre as características de passeio será causada por uma ressonância de componentes harmônicos da excitação com as frequências naturais do veículo, de modo que a velocidade máxima de teste pode não necessariamente fornecer os piores valores características de passeio.

A Figura 39 mostra uma comparação das acelerações verticais de "ride" de um veículo ferroviário em estado intacto (com molas a ar infladas) e num estado de

funcionamento de emergência (com as molas sem ar). Percebe-se que os valores de aceleração aumentam ao longo de toda a gama de velocidades, no caso do veículo com molas a ar deflacionadas. Observa-se ainda que as acelerações máximas ocorrem na faixa de frequência de ressonância da suspensão de emergência, seguido de uma ligeira redução nos valores.

Figura 39 – Acelerações verticais ou “ride” em função da velocidade. Fonte: Iwnicki (2006).

O conforto de condução caracteriza o bem-estar dos passageiros em relação às vibrações mecânicas, tendo em vista as características fisiológicas do corpo humano. A maneira pela qual as experiências do passageiro em relação ao conforto de passeio varia de acordo com a frequência e a amplitude das vibrações. A fim de mensurar esta influência, filtros de ponderação são aplicados. Estes filtros podem variar para a direção vertical e lateral e também diferem dependendo do padrão aplicado.

Os métodos para análise de conforto mais utilizados são os índices N ou “N-value”, de acordo com a norma UIC 513 e EN 12299. Sendo que o valor RMS específico em ISO 2631 e no método de Sperling (valor de conforto Wz), sempre é medido em relação ao piso do carro.

Outra opção é a medição no assento ou no encosto em conjunto com o corpo humano. Os sinais são medidos em seqüências de cinco segundos e analisados em blocos. O índice de conforto N é calculado como um valor de 95% a partir do histograma estatístico das acelerações nas três direções, enquanto que o valor rms de acordo com a norma ISO 2631 ou o valor Wz de acordo com Sperling são avaliados separadamente para as direções vertical e lateral. Em virtude dos diferentes filtros de ponderação é difícil transformar um índice de conforto para outro sem uma análise profunda.

O conforto de vibração é fortemente influenciado pela posição no veículo. Acima dos truques as baixas formas da carroceria influenciam nas frequências de vibração. No centro da caixa do veículo uma frequência de cerca de 8 a 12 Hz, tipicamente domina, que indica o modo próprio de flexão vertical da caixa do veículo. Normas específicas relevantes para testes de conforto geralmente indicam que os valores limite ou valores alvo devem ser contemplados para todas as posições do veículo. Isto significa que, por meio de simulações, a posição mais desfavorável pode ser localizada. Praticamente, o conforto de condução é normalmente examinado a nove locais no corpo da carruagem: longitudinalmente acima ambos os truques, e no centro do veículo, e transversalmente à esquerda, no centro e para a direita no sentido da marcha.

Figura 40 - Influência do comprimento de onda na dinâmica vertical do veículo. Fonte: Iwnicki (2006).

Para estudar a influência da velocidade do veículo, temos de considerar a excitação por desníveis na via, que pode ser dividida em componentes harmônicas com o auxílio de uma transformada de Fourier. Os comprimentos de onda destes componentes possuem significado especial para o conforto de condução, em especial para comprimentos equivalentes à distância entre truques, como pode ser visto na Figura 40. São, portanto, comprimentos de onda críticos para a velocidade em questão, destacando atenção especial para o modo de salto da carroceria e o primeiro modo de dobra.

Em uma análise de tráfego em curva são considerados os valores de estado estacionário. Uma vez que o aumento das forças do contato roda-trilho ocorre com o aumento do coeficiente de atrito, são usadas condições secas do contato roda-trilho para simulações.

Dependendo do truque e do veículo, os resultados podem ser sensíveis à geometria do contato roda-trilho. Para testar as piores condições no que diz respeito ao contato roda-trilho, o perfil de trilho com desgaste deve ser usado. Para as investigações sobre o controle de carga, um veículo totalmente carregado deve ser levado em conta, enquanto que para investigações de segurança de descarrilamento um veículo vazio é o caso mais crítico.

Além do modelo do veículo, do raio da curva e da superelevação, a distribuição das forças de deslocamento da via depende do coeficiente de aderência e da geometria de contato entre roda e trilho.

4.2. Métricas para avaliação de desempenho das simulações

Com relação à segurança contra o descarrilamento, deve ser garantido o limite máximo da razão entre a força de guiagem (L) da roda e a carga vertical (V), que é definido pela equação (27), na qual μ é o coeficiente de atrito, α é o ângulo de contato, φ o ângulo de ataque e k_x e k_y são coeficientes de proporcionalidade entre as forças de contato normais e laterais, conforme descrito por Barbosa (2004) como o critério de descarrilamento tridimensional.

$$\frac{L}{V} = \frac{A\mu - \operatorname{tg}\alpha}{B + A\mu \cdot \operatorname{tg}\alpha} \quad (27)$$

$$A = k_x \sin \varphi + (1 + k_y) \cos \varphi$$

$$B = (k_x^2 + 1 + 2k_y + k_y^2)$$

Segundo experimentos, descritos na ERRI C70 RP 1, o ângulo de contato não deve ser superior a 40°, o que corresponde, junto de coeficiente de atrito de 0,3, a uma relação Y/Q de 0,4. Além disso, este ângulo define a zona de contato perigoso com a roda, na qual se deve evitar qualquer contato entre componentes da via com a roda, a fim eliminar o risco de subida da roda.

O descarrilamento metro-ferroviário pode causar acidentes com significativas perdas patrimoniais ou pior, podendo causar danos à saúde de operadores e usuários ou até fatalidades. Por isso, evitar o descarrilamento é vital para a segurança de metrô e ferrovias.

Em geral, o descarrilamento é resultado de uma ou mais rodas perderem o contato do friso com trilho, perdendo assim a guiagem. Existem diversas razões para isso acontecer. No entanto, seja qual for a causa, o descarrilamento acontece pela subida do friso da roda no trilho, fenômeno este também denominado de subida do friso ou “flange climbing”. Outro motivo poderia ser o alargamento da bitola da via ou o tombamento do trilho que fazem as rodas cair entre os trilhos.

Segundo o FREI, um banco de dados de incidentes, os principais fatores responsáveis pelo descarrilamento são:

- Bitola da via ou do rodeiro fora de tolerância;
- Componentes da via danificados, como dormente e clips de fixação;
- Problemas no traçado geométrico da via;
- AMV com desgaste excessivo ou com componentes quebrados;
- Rodas com desgaste excessivo ou reperfilamento inadequado.
- Eixos e mancais danificados;
- Componentes do truque danificados.

O descarrilamento ferroviário devido à perda da orientação lateral das rodas no trilho pode ser classificado em quatro mecanismos principais: subida do friso da roda, alteração demasiada da bitola da via, capotamento ou “rollover” do veículo e mudança de via com rodagem em AMV.

A subida de friso da roda ou “flange climbing” ocorre em situações em que a roda experimenta uma alta força lateral, geralmente, induzida por um grande ângulo de ataque do rodeiro. A força vertical nas rodas pode ser reduzida de forma significativa em truques com má equalização das cargas verticais, como acontece em via com grande torção ou quando o carro passa por ressonâncias de rolagem.

Como é de se esperar, a subida do friso ocorre geralmente nas curvas, mas especificamente no trilho externo. A relação “L/V” das rodas apoiados neste trilho são dependentes dos fatores indicados a seguir:

- Raio da curva;
- Perfis de roda e trilho;
- Propriedades de rigidez e amortecimento da suspensão do truque;

- Velocidade do veículo.

Estes fatores se combinam para gerar um ângulo de ataque do rodeiro, estabelecendo uma situação favorável ao “flange climbing”. Além disso, O desalinhamento do truque pode induzir um maior ângulo de ataque do rodeiro. Além disso, as descontinuidades dinâmicas da via como um rebaixo de uma união soldada de trilhos podem levar a um aumento adicional da relação “L/V” da roda.

A subida do friso também pode ocorrer em via tangente se as irregularidades da via e a dinâmica lateral do veículo foram graves como, por exemplo, durante o “hunting” ou numa frenagem agressiva.

A primeira etapa na criação de um modelo de computador consiste da preparação do conjunto de equações matemáticas que representam o sistema veículo-via. São as chamadas equações de movimento, as quais são geralmente equações diferenciais de segunda ordem. Em um pacote comercial, as equações de movimento são geradas automaticamente pelo algoritmo computacional do programa, de maneira que basta ao usuário inserir os parâmetros do veículo e da via, que por sua vez, podem ser trabalhados através de uma interface gráfica.

O modelo MBD do veículo é composto por vários corpos conectados uns aos outros por elementos flexíveis sem massa ou “massless”. Cada corpo rígido pode ser considerado com até seis graus de liberdade, três translacionais e três rotacionais.

As restrições físicas ou “constraints” são inseridas para limitar os movimentos possíveis dos corpos. Sua aplicação resulta em um conjunto de equações de movimento diferenciais ordinárias (ODE) ou equações lineares algébricas (LAE).

As massas e momentos de inércia de todos os corpos têm de ser especificados. Pontos sobre os corpos, ou nós, são definidos como locais de conexão e suas dimensões são especificadas. As molas, amortecedores, as barras, as articulações, as superfícies de atrito, o contato roda-trilho, entre outros, podem ser seleccionados a partir de uma biblioteca e conectado entre qualquer um dos nós. Todas essas interconexões podem incluir não linearidades, tais como ocorrem com molas de borracha ou molas a ar.

Devido à presença destas não linearidades, torna-se impossível a solução analítica das equações de movimento. Já foi comum linearisar as equações de movimento adotando algumas hipóteses simplificadoras, mas atualmente todos pacotes comerciais resolvem as equações de movimento através de métodos numéricos, uma vez que os computadores possuem enorme capacidade de cálculo.

Em um modelo multicorpos, os corpos geralmente são considerados perfeitamente rígidos. Contudo, os programas mais completos permitem a inclusão de corpos flexíveis. As propriedades modais podem ser medidas ou simuladas usando o método dos elementos finitos (MEF). Alguns pacotes permitem a incorporação do modelo em elementos finitos.

Na prática, muitos operadores ferroviários costumam usar veículos com a capacidade de medir as características do traçado geométrico da via, como raios de curvatura, inclinação longitudinal superelevação, e perfil dos trilhos. Forças adicionais, como o carregamento aerodinâmico, são tratadas a parte. Dependendo da finalidade da simulação uma vasta gama de saídas pode ser extraída a qualquer instante da simulação. Além disso, os pacotes possuem recursos que permitem o rápido tratamento dos dados e geração de gráficos e animações.

De posse do modelo elaborado, uma das primeiras análises a ser realizada é a, bastante conhecida, análise modal. Ela é útil para a fase de projeto de um veículo por permitir um conhecimento prévio dos modos de vibrar e suas respectivas frequências, antes mesmo de construir o primeiro protótipo. Para equações de movimento lineares, uma análise de autovalor permite determinar as frequências modais e, a partir delas, os modos de vibração. No caso de equações de movimento não lineares existem técnicas matemáticas que permitem obter os valores de frequências modais, mas que não serão tratadas neste trabalho para não mudar seu foco de estudo.

O veículo metro-ferroviário está sujeito à autoexcitação durante as oscilações, devido à baixa frequência das forças provenientes do contato roda-trilho. Estas forças surgem conforme o veículo se desloca ao longo da via, sendo suas características dependentes velocidade da composição. Abaixo de certa velocidade, as oscilações originadas por uma pequena perturbação tendem sumir pela dissipação de sua energia pelos elementos de amortecimento da suspensão. Este

comportamento instável é chamado de “hunting”, conforme já descrito anteriormente, enquanto denomina-se de velocidade crítica este limite de estabilidade/instabilidade. A análise de autovalor pode ser usada para caracterizar a estabilidade bem como, para determinar a velocidade crítica de um veículo.

Um método alternativo consiste em efetuar uma simulação não linear no domínio do tempo utilizando toda a equação de movimento e observando a taxa em que as oscilações do movimento do veículo são atenuadas após uma perturbação.

As irregularidades laterais e verticais da via devem ser tratadas através da distribuição da densidade espectral da amplitude do parâmetro em função da frequência da irregularidade.

O método mais eficaz disponível para simular o comportamento dinâmico de um veículo consiste em resolver totalmente as equações de movimento em uma série de pequenas etapas de tempo. Todas as linearidades do sistema podem ser consideradas e suas equações devem ser atualizadas em um processo iterativo. Uma ampla gama de métodos numéricos está disponível para este tipo de simulação, sendo o Runge-Kutta uma das técnicas mais amplamente utilizada. O tamanho de cada etapa deve ser pequeno o suficiente para garantir que a solução não se torne instável. Contudo, quanto mais etapas de cálculo, mais longa será a duração da simulação.

Alguns “solvers”, isto é, a parte do pacote computacional dedicada à solução das equações de movimento, usam etapas de tempo variável, ajustado automaticamente, de maneira a se adequar a cada situação da simulação. Este tipo de simulação é chamado de inscrição dinâmica ou “dynamic cornering”, já que é usada no caso de um veículo que trafega por uma série de curvas de diferentes raios ou uma curva de raio variável.

Cada termo da equação do movimento é definido separadamente em uma sub-rotina. Isto significa que a rigidez ou o coeficiente de amortecimento de cada elemento da suspensão, precisa ser calculado com referência aos respectivos deslocamentos ou velocidades.

Em cada intervalo de tempo as equações de movimento são recriadas e todos os elementos da suspensão são avaliados. As forças de escorregamento ou “creeping

forças” entre as rodas e os trilhos são avaliados e as acelerações resultantes em cada corpo e para cada grau de liberdade são calculados. Os deslocamentos e as velocidades são calculados através da integração das equações, o tempo decorrido é incrementado e a etapa de cálculo completa é repetida iterativamente. Este método é poderoso por causa da facilidade com que ele pode lidar com as não linearidades das equações de movimento.

Quando um veículo está passando por uma curva de raio constante a uma velocidade constante os rodeiros e truques se manterão praticamente na mesma posição depois de um curto período de movimento transiente, em função da inscrição na curva. O método é conhecido como curva em regime permanente ou "steady-state cornering".

Ao se analisar o contato roda-trilho, o primeiro passo é determinar a localização, o tamanho e a forma região de contato. Como a seção transversal dos perfis da roda e do trilho é complexa, os pacotes comerciais possuem um pré-processador de contato, que calcula as propriedades de contato. A descrição dos perfis transversais é preparada a partir de desenhos ou medida usando dispositivos como o amplamente utilizado "Miniprof".

Carter (1916 apud IWNICKI, 2006) ainda introduziu o conceito de “creepage” ou microdeslizamento entre a roda e o trilho e a força correspondente gerada. Um tratamento completo das forças de microdeslizamento ou “creeping forces” foi relatada por Vermeulen e Johnson em 1964 e por Kalker em 1967, que desenvolveram uma solução completa para o caso tridimensional com microdeslizamento e giro ou “spin”. Kalker dividiu a área de contato em tiras paralelas à direção longitudinal da via, nas quais são previstas áreas de aderência e deslizamento, sendo conhecida como teoria das tiras ou “strip theory”.

Métodos heurísticos para determinar a força de microdeslizamento ou “creep force” foram inicialmente desenvolvidos por Vermeulen e Johnson (1964), com base em uma equação cúbica para a fluência à medida que se aproxima saturação. O método é amplamente utilizado e é muito rápido, mas os resultados são aproximados e menos preciso quando está presentes a rotação relativa sobre o eixo normal.

Figura 41 - Contatos não elípticos para perfis S1002/UIC60.
Fonte: Kik e Piotrowski (1996).

Kalker produziu diversos algoritmos computacionais para o cálculo de forças do contato roda-trilho. Seu primeiro programa chamado “CONTACT”, que inclui o contato não hertziano, é relativamente lento e pouco prático, devido à integração numérica. Depois elaborou a rotina “USETAB” que interpolava os valores de forças pré-calculados pelo programa CONTACT. Já o programa FASTSIM se baseia na teoria de Kalker simplificada, que pressupõe um contato elíptico.

Os primeiros programas para simulação de sistemas multicorpos (MBS) funcionavam com programação por linha de código e apresentavam uma interface gráfica bastante limitada. A partir de 1990, com o avanço da tecnologia de computação gráfica, os desenvolvedores de softwares de engenharia passaram a fornecer uma interface gráfica amigável ou “user-friendly”, tornando o trabalho do engenheiro dinamicista ágil e a experiência mais rica. Um dos pacotes pioneiros e, atualmente, a referência de mercado é o ADAMS, que trabalha com um modelo de veículo por meio de uma interface gráfica e que permite a interação do usuário com o modelo da mesma forma que um programa CAD ou “computer-aided design”.

A seguir estão listados alguns pacotes comerciais, mas não todos, com o intuito de relembrar o histórico do desenvolvimento tecnológico da simulação de sistemas multicorpos para veículos de vias metro-ferroviários:

- i. Um dos primeiros pacotes completos foi o MEDYNA, acrônimo de “Mehrko Perr Dynamik”. Foi desenvolvido pela organização de pesquisa aeroespacial alemã DLR, juntamente com a Universidade Técnica de Berlim. A programação do MEDYNA teve base em um algoritmo MBS para pequenos movimentos de corpo rígido em relação a um sistema de referência global

que permitia movimentos mais amplos. A cinemática linear das equações de movimento de cada corpo é formulada com respeito ao sistema de referência global. O pacote SIMPACK foi desenvolvido mais tarde pela mesma equipe no DLR e, a princípio, foi destinado para veículos rodoviários. As equações do movimento são formuladas em termos de coordenadas relativas e podem ser geradas simbolicamente e numericamente em um processo implícito ou explícito.

- ii. ADAMS, da empresa MSC, é um dos mais populares pacotes de simulação dinâmica em todo o mundo e, em 1995, entrou no mercado de simulação de veículo ferroviário com o ADAMS/Rail. Inicialmente, teve suas rotinas de cálculo do contato roda-trilho desenvolvidas pela NedTrain. Mais tarde, estas rotinas foram alteradas para aquelas desenvolvidas para o pacote MEDYNA. Atualmente, o módulo ADAMS/Rail foi transferido para a empresa VI-GRADE, a qual continua o seu desenvolvimento de maneira mais independente da MSC. O módulo, agora denominado VI-Rail, ainda funciona em conjunto com o ADAMS da MSC.
- iii. Nos EUA, a Associação Americana de Ferrovias (AAR) financiou o desenvolvimento de um programa para simular o comportamento de um veículo ferroviário, que mais tarde viria a tornar o pacote de simulações NUCARS.
- iv. Na França, o Instituto Nacional de Transportes (INRETS) desenvolveu um código de simulação MBS chamado VOCO ("Voitures en Courbe" ou veículo em curva) em 1987. Desde o início, seu código contemplava a inclusão de amortecimento por fricção, já que ele desenvolvido especialmente para simular veículos de produção francesa. Em 1991, uma versão comercial, chamada VOCOLIN, permitiu a simulação do contato roda-trilho com uma abordagem multi-hertziana. Hoje em dia, o pacote chama-se VOCODYM.
- v. No Reino Unido, a British Rail Research desenvolveu uma série de programas de computador para analisar os diferentes aspectos do comportamento dinâmico do veículo ferroviário. Posteriormente, eles foram reunidos no pacote VAMPIRE, atualmente tem suporte da AEA Technology on Rail.
- vi. Na Suécia, a modelagem de veículos ferroviários utilizando os computadores começou na ASEA em 1971, após se unir à BBC em 1987 a empresa passou ser chamada de ABB. O foco inicial foi o desenvolvimento dos trens de alta

velocidade das ferrovias suecas. A partir de 1992, o código evoluiu para um programa de cálculo tridimensional, sendo que seu desenvolvimento foi transferido para uma nova empresa, denominada DESolver. O pacote comercial resultante desse projeto foi o GENSYS.

Atualmente, a maioria dos pacotes de simulação MBS permite a inclusão de corpos flexíveis, tais como a carroceria do carro, que pode sofrer flexão e torção de maneira significativa. As informações sobre cada modo flexível para o corpo devem ser incluídas e, geralmente, são retiradas de uma análise de elementos finitos do corpo realizadas por um software específico.

Devido ao alto nível de complexidade dos códigos desenvolvidos para simulação de dinâmica do veículo ferroviário existe um alto nível de interesse em comparar os resultados dos diferentes códigos para determinados casos de teste, de maneira a verificar a compatibilidade dos resultados.

Figura 42 - Comparação do parâmetro L/V calculado por vários programas. (Fonte: IAVSD benchmarks, 1999)

Um dos mais úteis indicadores é a relação entre forças lateral e vertical (L/V) de cada roda. Em uma curva é, geralmente, a roda externa que inicia o descarrilamento. A Figura 42 mostra esta relação para a roda externa do primeiro rodeiro de um veículo ocorre, a fim de comparar os resultados dos pacotes de simulações mais conhecidos. O valor de pico ocorre em defeito da via projetado para testar a suspensão do veículo e mostra que todos os programas apresentam uma boa correlação.

5. DESENVOLVIMENTO DO MODELO MULTICORPOS

5.1. Introdução

Dentre os vários pacotes existentes no mercado o programa ADAMS se distingue dos demais pela resolução das equações de movimento geradas a partir da topologia multicorpos. Outros programas apresentam solução computacional mais eficiente, podendo até ser executada em tempo real, mas com o ônus de aproximações na teoria que os distanciam do uso acadêmico e limitam sua aplicabilidade no uso industrial.

Um dos primeiros trabalhos que utilizou o ADAMS para estudar a dinâmica de um veículo guiado foi o modelo de 35 graus de liberdade de Barbosa (1999), que foi avaliado conforme estudos de caso da IAVSD. Os resultados de seu modelo apresentaram boa concordância com aqueles publicados por outros autores, se tornando um marco na aplicação da simulação multicorpos aplicada a veículos ferroviários.

5.2. Desenvolvimento do Modelo

O pacote VI-Rail permite a construção de modelo veicular usando uma estrutura hierárquica, no qual a montagem ou “assembly” de um veículo é composta de vários subsistemas.

Figura 43 - Modelo do truque

A Figura 43 mostra o subsistema truque ou “bogie”. O modelo teve como base o “template”, ou formato padrão, do truque ERRI, desenvolvido pela VI-GRADE. Trata-se de um típico truque de carro para transporte de passageiros. A suspensão primária é do tipo de molas helicoidais com amortecedores. A suspensão secundária consiste de duas molas a ar, também conhecidas como bolsões. Além disso, este truque possui amortecedores do movimento de rolagem, bem como amortecedores para conter o movimento de guinada do truque. As propriedades inerciais do truque são apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Dimensões e propriedades geométricas dos componentes do truque

	Valor	Unidade
Massa do rodeiro	$1,503 \times 10^3$	kg
Momento de Inércia do rodeiro I_{xx}	$8,10 \times 10^2$	kg.m ²
Momento de Inércia do rodeiro I_{yy}	$8,10 \times 10^2$	kg.m ²
Momento de Inércia do rodeiro I_{zz}	$1,12 \times 10^2$	kg.m ²
Distância entre eixos	2,56	m
Bitola	1435	mm
Raio de rolagem da roda	0,46	m
Massa do chassi do truque	$2,615 \times 10^3$	kg
Momento de Inércia do chassi I_{xx}	$1,722 \times 10^3$	kg.m ²
Momento de Inércia do chassi I_{yy}	$1,476 \times 10^3$	kg.m ²
Momento de Inércia do chassi I_{zz}	$3,067 \times 10^3$	kg.m ²
Massa do balancim da suspensão primária	$1,55 \times 10^2$	kg
Momento de Inércia do balancim I_{xx}	2,1	kg.m ²
Momento de Inércia do balancim I_{yy}	5,6	kg.m ²
Momento de Inércia do balancim I_{zz}	5,6	kg.m ²

Obs: Propriedades medidas em relação ao sistema de coordenadas local de cada componente.

A Tabela 3 mostra os dados dos elementos elásticos e de amortecimento usados nos truques dianteiro e traseiro.

Tabela 3 – Propriedades de molas e amortecedores dos truques.

	Valor	Unidade
Rigidez X da da suspensão primária	$6,05 \times 10^6$	N/m
Rigidez Y da da suspensão primária	$6,05 \times 10^6$	N/m
Rigidez Z da da suspensão primária	$7,19 \times 10^6$	N/m
Rigidez X da da suspensão secundária	$1,57 \times 10^6$	N/m
Rigidez Y da da suspensão secundária	$1,57 \times 10^6$	N/m
Rigidez Z da da suspensão secundária	$4,22 \times 10^6$	N/m

A Figura 44 mostra a curva de amortecimento da suspensão primária.

Figura 44 - Amortecimento da suspensão primária.

A Figura 45 mostra a curva de amortecimento da suspensão secundária.

Figura 45 - Amortecimento da suspensão secundária.

A Figura 46 mostra a curva de amortecimento de guinada.

Figura 46 - Amortecimento de guinada do truque.

A Figura 46 mostra a curva de amortecimento de rolagem da caixa ou "tilt".

Figura 47 - Amortecimento de rolagem.

O subsistema da caixa ou "body" foi modelado, conforme pode se ver na Figura 48. Ele possui comprimento de 24,0 metros, altura de 3,0 metros e largura de 2,2 metros. Suas propriedades inerciais são apresentadas na Tabela 4.

Figura 48 - Modelo da Caixa

Tabela 4 - Propriedades da caixa do carro metroferroviário

	Valor	Unidade
Massa	$3,20 \times 10^4$	kg
Momento de Inércia I_{xx}	$6,68 \times 10^4$	kg.m ²
Momento de Inércia I_{yy}	$1,97 \times 10^6$	kg.m ²
Momento de Inércia I_{zz}	$1,97 \times 10^6$	kg.m ²
Centro de Massa (x)*	0,0	m
Centro de Massa (y)*	0,0	m
Centro de Massa (z)*	1,5	m

* Obs: Coordenadas do centro de massa medidas em relação ao sistema de coordenadas local da caixa, que está localizado no centro da caixa na face inferior.

A partir dos subsistemas Truque Dianteiro, Truque Traseiro e Caixa foi construída a montagem do Carro ou “Wagon”, como mostra a Figura 49. Neste trabalho, todos componentes do veículo foram considerados perfeitamente rígidos, uma vez que o foco do estudo de caso era uma demonstração das funcionalidades da ferramenta. Contudo, sabe-se que a rigidez à flexão e à torção da caixa tem grande influencia nas características dinâmicas do veículo.

Figura 49 - Modelo do Carro

5.3. Verificação da funcionalidade do modelo

Após elaborar o modelo é necessário realizar uma análise de pré-carga, a fim de estabelecer o carregamento estático de todos componentes da suspensão por conta do peso próprio do carro. Esses valores serão utilizados para todas as análises dinâmicas, como um valor inicial.

Para verificar a funcionalidade do modelo foi realizada uma análise dinâmica simples com visualização do contato roda-trilho, à velocidade constante de 80 km/h.

Para a via permanente foi usado um arquivo de uma via rígida em curva de 320 metros de raio constante. A geometria da curva pode ser observada na Figura 50.

Figura 50 - Curvatura da via permanente.

Também foi utilizado um arquivo, do tipo WRGEN, com as propriedades de contato. O ADAMS/VI-Rail utiliza um elemento que descreve as propriedades de contato entre uma roda e o trilho aonde ela se apoia. Podem ser de três tipos (VI-GRADE, 2013):

- i. O primeiro, denominado elemento tabular de contato (WRTAB), utiliza funções geométricas não lineares pré-calculadas, aproxima a região de contato por uma elipse, de maneira que ele é computacionalmente muito eficiente, mas fornece resultados menos precisos para a análise de inscrição em curvas;
- ii. O elemento geral de contato (WRGEN) usa os perfis medidos de roda e de trilho e computa a cinemática do contato a cada iteração da simulação, de forma que ele permite a análise de contato de múltiplos pontos, considera o efeito de não linearidades da região de contato e avalia a linha de contato levando em conta o ângulo de ataque da roda. Além de garantir resultados acurados para análise dinâmica em curvas, permite a análise de perfis variáveis de roda e trilho, visualização gráfica do contato e análise de desgaste. Contudo é a opção que mais exigirá tempo de processamento e quantidade memória da máquina;
- iii. Ainda tem o elemento linearizado de contato (WRQLT) com cinemática descrita pela conicidade, ângulo de contato e ângulo de rolagem, de modo a gerar uma região de contato circular, que não contabiliza os perfis de roda e trilho, sendo adequado somente para análises de estabilidade.

Com o recurso de animação de contato é possível ver em detalhes, quadro a quadro, as condições do contato roda-trilho para as oito rodas do carro, durante todo o trajeto percorrido pelo veículo. Tal informação permite visualizar como as regiões de contato se alteram, auxiliando a entender o fenômeno durante a subida dos flanges das rodas na condição de descarrilamento. A Figura 51 mostra o contato roda-trilho para os quatro rodeiros do carro, sendo o primeiro rodeiro o que aparece na parte superior da figura e o último na parte inferior, ao mesmo instante de tempo.

Figura 51 - Propriedades de contato durante a simulação.

Usando outro recurso de animação, é possível observar as forças resultantes em cada roda enquanto o carro percorre o trajeto. A Figura 52 mostra vetores retilíneos que representam a força normal do contato roda-trilho e vetores de formato curvilíneo que representam o momento torsor que aparece nas suspensões. Nota-se que o tamanho dos vetores é proporcional à intensidade da grandeza que representam. Neste instante, as forças normais de contato estão muito maiores no truque dianteiro do que no traseiro.

Figura 52 - Esforços nas rodas durante trajeto do veículo.

5.4. Análise modal do carro de passageiros

Nesta análise são calculados os autovalores e autovetores do modelo do veículo, de maneira a obter as frequências naturais e seus respectivos modos de vibrar. As figuras a seguir mostram alguns modos de vibrar. Nestas figuras é possível observar

em vermelho o corpo sem deformação e em azul o corpo na amplitude máxima do modo de vibrar.

Na simulação multicorpos, a solução das equações de movimento leva a modos com frequência nula, os quais significam os movimentos de corpo rígido de cada um dos corpos.

Figura 53 - Primeiro modo de vibrar com frequência de 0,4990 Hz.

O primeiro modo de vibrar de frequência 0,4990 Hz claramente está relacionado ao movimento de rolagem da caixa do veículo ou “lower sway”, como se observa na Figura 53, em vermelho o carro na posição inicial e em azul no máximo deslocamento desse modo.

Figura 54 - Segundo modo de vibrar com frequência de 0,7035 Hz.

O segundo modo de vibrar de frequência 0,7035 Hz claramente está relacionado ao movimento de guinada da caixa do veículo, como mostra a Figura 54.

Figura 55 - Terceiro modo com frequência de 1,1064 Hz.

O terceiro modo, de frequência 1,1064 Hz, corresponde ao movimento de translação vertical da caixa, como mostra a Figura 55.

Figura 56 - Quinto modo com frequência de 1,4676 Hz.

O quinto modo, de frequência 1,4676 Hz, corresponde ao movimento de arfagem da caixa, como mostra a Figura 56.

Figura 57 - Sexto modo com frequência de 11,1074 Hz .

O sexto modo, de frequência 11,1074 Hz, corresponde ao movimento de arfagem dos truques, mais acentuado no truque dianteiro, como mostra a Figura 57.

Figura 58 - Sétimo modo com frequência de 11,1233 Hz.

O sétimo modo, de frequência 11,1233 Hz, corresponde ao movimento de arfagem dos truques, mais acentuado no truque traseiro, como mostra a Figura 58. Ainda pode-se destacar o oitavo modo, de frequência 11,2490 Hz, com o movimento de translação vertical dos truques, bem como o modo de frequência 18,8224 Hz do movimento de rolagem dos truques. Uma relação dos modos e suas frequências naturais está apresentada na Tabela 5.

Tabela 5 - Modos de vibrar do carro e suas frequencias naturais.

Modo	Frequencia Natural [Hz]
1	5.181520E-001
2	8.898236E-001
3	1.257274E+000
4	1.811460E+000
5	1.741107E+000
6	1.131155E+001
7	1.132654E+001
8	1.261097E+001
9	1.297672E+001
10	1.321638E+001
11	1.328055E+001
12	1.977865E+001
13	2.032996E+001
14	4.181957E+001
15	4.203628E+001
16	4.469617E+001
17	4.470105E+001
18	2.003353E+002
19	2.003407E+002
20	2.052180E+002
21	2.052230E+002
22	2.061972E+002
23	2.062018E+002
24	2.077503E+002
25	2.077552E+002

6. ESTUDO DE CASO

No presente trabalho optou-se por realizar um estudo de caso que demonstrasse como a ferramenta computacional de simulação multicorpos pode ser utilizada para compreender como alterações nos parâmetros de manutenção da via permanente podem influenciar a dinâmica do veículo.

Para tanto, foram escolhidos dois casos que possuem grande influencia na segurança operacional. São eles:

- i. Abertura localizada da bitola;
- ii. Curva reversa.

Apesar de se tratar de variações suaves desses parâmetros, ou seja, não são defeitos pontuais, elas podem levar ao descarrilamento do veículo. É, portanto, de grande interesse da engenharia de manutenção de via compreender a influencia dinâmica que esses parâmetros podem exercer em um veículo metro-ferroviário.

Sendo assim, este capítulo está dividido em três partes, que mostram as considerações e os resultados de cada um destes casos. Para todas as simulações foram usados perfis novos de rodas e trilhos, ou seja, sem desgaste. Como perfil de trilho foi escolhido o UIC60 e perfil de roda ORE S1002, por estar em uso nas vias de metrô.

6.1. Análise Dinâmico de Veículo em Curva de 320 metros de Raio Constante

Em primeiro lugar foi realizada uma simulação padrão, na qual a via foi modelada com raio constante de 320 metros e nenhuma variação de parâmetro foi inserida. Ou seja, a bitola de 1435 mm também permaneceu constante, assim como a superelevação de 100 mm e a inclinação longitudinal da via que permaneceu totalmente da horizontal. Os detalhes do modelo podem ser conferidos no código apresentado no ANEXO E.

Dessa maneira, foi possível conhecer o comportamento do veículo na condição ideal de rodagem para posteriormente realizar uma comparação com os casos de variação dos parâmetros.

A velocidade de tráfego do veículo foi constante de 40 km/h e a simulação foi executada durante 20 segundos, de modo que o veículo percorreu aproximadamente 222 metros.

O modelo da via inicia em via tangente, isto é, raio infinito, e logo em seguida inicia uma curva de transição pelos próximos 100 metros até que o raio curva torna-se

constante de 320 metros. Da mesma maneira, acontece com a superelevação que torna-se constante em 100 mm a partir dos 100 metros e assim permanece até os 400 metros da via, que nem chegam a ser totalmente percorridos nesta simulação. A Figura 59 e a Figura 60 mostram a curvatura e a superelevação.

Figura 59 - Curvatura da via.

Figura 60 - Superelevação da via.

Após executar a simulação, foi coletada a variação do ângulo de ataque de cada um dos quatro rodeiros do veículo versus o tempo de simulação, conforme se observa na Figura 61. O ângulo de ataque do rodeiro dianteiro do primeiro truque está representado em linha contínua, do rodeiro traseiro do primeiro truque em linha tracejada, do rodeiro dianteiro do segundo truque em linha pontilhada e do rodeiro traseiro do segundo truque em linha traço-ponto.

Figura 61 - Ângulo de ataque dos quatro rodéiros.

Além disso, também se mediu a relação L/V para as rodas do truque dianteiro ao longo do tempo, conforme se observa na Figura 62. A relação L/V da roda esquerda do rodéio dianteiro está representada em linha contínua, da roda esquerda do rodéio traseiro em linha tracejada, da roda direita do rodéio dianteiro em linha pontilhada e da roda direita do rodéio traseiro em linha traço-ponto.

Figura 62 - Relação L/V para as rodas do truque dianteiro.

Com o auxílio do recurso de animação das propriedades de contato, foi possível verificar alguns detalhes importantes sobre a maneira como veículo inscreve a curva. Na Figura 63, pode-se verificar que o rodéio de ataque do primeiro truque inicia seu movimento lateral antes dos outros, por estar no início da curva conforme se verifica pelo tempo transcorrido de apenas 3,61 segundos.

Figura 63 - Contato das rodas dos rodeiros no início da inscrição na curva.

Ainda na curva de transição, com 84 metros percorridos, o rodeiro de ataque do segundo truque inicia seu movimento lateral, enquanto o primeiro já possui um contato com o friso da roda e os rodeiros conduzidos dos truques praticamente permanecem centrados na via, como mostra a Figura 64.

Figura 64 - Contato das rodas dos rodeiros na curva de transição.

Logo após os 100 metros de distância, no início da curva de 320 metros de raio constante, observa-se que os rodeiros de ataque de ambos truques já apresentam contato do friso da roda com o trilho externo da curva, enquanto os rodeiros conduzidos estão mais próximos do trilho interno da curva, conforme Figura 65.

Figura 65 - Contato das rodas dos rodeiros no início da curva de 320 m de raio.

Aos 130 metros, nota-se o veículo totalmente em regime permanente ou “steady state” percorrendo a curva de raio constante na Figura 66.

Figura 66 - Contato das rodas dos rodeiros no meio da curva da 320 metros de raio.

Utilizando outro recurso de animação do software VI-Rail é possível verificar a animação do veículo percorrendo a curva, como mostra a Figura 67 e a Figura 68. As setas de cor vermelha representam a força normal resultante da composição dos componentes lateral L e vertical V para cada uma das rodas. O comprimento da seta é proporcional à intensidade dessa força resultante. No caso, observam-se apenas as setas relativas às rodas direitas do veículo, já que as setas das rodas esquerdas não ultrapassam a caixa do carro. Isso acontece pelas forças resultantes das rodas esquerdas estarem mais inclinadas por conta de um maior componente de força lateral, responsáveis para que o carro realize a curva para a direita.

Figura 67 - Veículo realizando inscrição da curva de transição.

Figura 68 - Veículo percorrendo a curva de 320 m de raio constante.

6.2. Análise em Curva de 320 metros de Raio Constante com Abertura de Bitola

Foi elaborado um modelo de via com uma variação transiente da bitola. De maneira gradual variou-se a abertura de bitola de 1435 mm para 1445 mm por uma distância de 20 metros, como mostra a Figura 69. Os detalhes do modelo podem ser conferidos no código apresentado no ANEXO F.

Figura 69 - Abertura de bitola.

Considerando uma via semelhante ao caso padrão, foi escolhida a região de 150 metros para inserir essa abertura de bitola, de forma que o veículo passe por essa região após ter atingido a condição de curva “steady state”. Sendo assim, poderá se avaliar seu comportamento dinâmico transiente apenas pela influencia do parâmetro alterado, no caso a abertura da bitola.

Após a simulação, pode-se verificar a maneira como o veículo passa pela abertura de bitola com a animação do contato. Na Figura 70, observa-se o instante em que o primeiro rodeiro passa pela região de abertura máxima da bitola, o que está indicado pela maior folga entre o friso da roda direita com o trilho. Observar que o recurso gráfico apresenta os trilhos sempre em relação à sua linha de centro, independente da bitola, de maneira que o aumento da mesma pode ser verificado pelo aumento da folga em relação ao friso da roda.

Figura 70 - Contato das rodas no início da região com abertura de bitola.

Já na Figura 71, é possível verificar esse aumento da folga entre o friso da roda direita do rodeiro de ataque do segundo truque com o trilho interno da curva.

Figura 71 - Contato das rodas no final da abertura de bitola.

A Figura 72 mostra o ângulo de ataque de cada um dos quatro rodeiros em função do tempo. Comparando-se com o veículo trafegando a curva padrão percebe-se nitidamente a região transiente imposta pela abertura de bitola, ainda que de modo suave. Pode-se ver um aumento, em módulo, dos valores dos ângulos de ataque.

Figura 72 - Ângulo de ataque de cada um dos quatro rodeiros na abertura de bitola.

Da mesma forma, observa-se na Figura 73 de forma clara a região de passagem pela abertura de bitola.

Figura 73 - Relação L/V para as rodas do truque dianteiro.

Com o recurso de animação do veículo, pode-se observá-lo no momento em que o truque dianteiro passa pela região com abertura máxima da bitola na Figura 74, bem como no momento em que o truque traseiro passa por essa mesma região na Figura 75.

Figura 74 - Veículo com o primeiro truque na região com abertura máxima de bitola.

Figura 75 - Veículo com o segundo truque na região com abertura máxima de bitola

6.3. Análise em curva de 320 metros de raio constante seguida por curva reversa de mesmo raio

Foi elaborado um modelo de via com uma primeira curva de 320 metros de raio constante seguida por outra curva, mas de direção oposta, também de 320 metros de raio constante. Entre elas há uma região intermediária de transição de apenas 20 metros. A simulação foi realizada com velocidade de 100 km/h. A Figura 76 mostra a curvatura em função do deslocamento longitudinal da via. Os detalhes do modelo podem ser conferidos no código apresentado no ANEXO G.

Figura 76 - Curvatura da via.

Após a simulação, pode-se verificar a maneira como o veículo passa pela transição em a primeira curva e a reversa com a animação do contato. Aos 230 metros de via

percorrida, na Figura 77, observa-se o instante em que o primeiro truque está inscrevendo a curva reversa. Nota-se a agressividade do movimento, pelo fato da roda interna à curva do rodeiro de ataque perder o contato com o trilho.

Figura 77 - Veículo no momento que inscreve a curva reversa.

Já na Figura 78, é possível verificar o momento mais crítico em que as quatro rodas internas à curva perdem totalmente o contato com o trilho, mas o veículo ainda assim não chega a descarrilar, uma vez que o limite do critério L/V para iniciar a subida do friso não é ultrapassado.

Figura 78 - Veículo trafegando a curva reversa.

A Figura 79 mostra a relação L/V para a roda direita do rodeiro de ataque e para a roda esquerda do rodeiro conduzido. A roda direita do rodeiro de ataque, ou seja, aquela externa à curva reversa atinge o valor máximo de 0,9688 para o coeficiente de descarrilamento L/V , enquanto a roda esquerda do rodeiro conduzido, isto é, aquela interna à curva reversa atinge o valor de pico de 0,3691. As outras rodas desse truque atingem valores inferiores e não foram consideradas.

Figura 79 - Relação L/V para rodas do truque dianteiro.

De mesma maneira, a Figura 80 mostra o parâmetro L/V para as rodas do truque traseiro. Pode-se observar que a roda do rodeiro de ataque, externa à curva reversa, atinge o valor máximo de 0,7775 para o coeficiente de descarrilamento L/V, enquanto a roda do rodeiro conduzido, interna à curva reversa, atinge o valor de 0,3842. As outras rodas também não foram consideradas.

Figura 80 - Relação L/V para rodas do truque traseiro.

Com o recurso de animação do veículo, pode-se observá-lo no momento em que trafega pela região da primeira curva na Figura 81. E no momento em que trafega pela curva reversa na Figura 82. Nitidamente se observa um incremento nas forças normais do contato roda trilho assim que o veículo inscreve a curva reversa.

Figura 81 - Veículo na região da primeira curva.

Figura 82 - Veículo na região da curva reversa.

7. Conclusão e Recomendações para Trabalhos Futuros

7.1. Conclusão

Uma das principais contribuições deste trabalho foi a proposição de modelos de via que representassem situações críticas. São eles:

- i. Abertura localizada da bitola;
- ii. Curva de raio constante seguida de curva reversa.

A idéia consistiu em avaliar a influência dinâmica que tais defeitos, ainda que de maneira suave, podem aplicar em veículo em trânsito numa curva de 320 metros de raio constante, com superelevação de 100 mm e velocidade de 40 km/h.

Tendo em vista a segurança operacional, foram analisadas as variações dos seguintes parâmetros:

- i. Ângulo de ataque dos quatro rodéis;
- ii. Relação “L/V” dos quatro rodéis.

Foi observado um distúrbio nesses parâmetros no momento que o carro passou pela região com abertura de bitola, sendo observado um acréscimo nos ângulos de ataque e uma variação das relações “L/V”, quando comparados com a passagem do veículo na via padrão. Além disso, foram verificadas as características de contato com o auxílio da ferramenta de animação das propriedades de contato.

A metodologia de elaboração do modelo da via poderá ser utilizada para simulação dos limites de desgaste dos componentes da via permanente. Neste sentido, é recomendada a elaboração de modelo detalhado do veículo real da operadora metro-ferroviária, bem como sua validação com o uso de rodéio instrumentado.

Sendo assim, é possível considerar que este trabalho demonstrou funcionalidades que facilmente podem ser aplicadas no estudo da influência de parâmetros da via permanente na dinâmica de veículo metro-ferroviário, possibilitando aos engenheiros de manutenção de via avaliar tais parâmetros de maneira adequada.

7.2. Recomendações para Trabalhos Futuros

Considerando o extenso cenário de possíveis aplicações da dinâmica veicular, ficam as seguintes recomendações para futuros trabalhos na área de manutenção de via e no estudo da influência dinâmica que exerce na passagem de veículos:

- Desenvolvimento de um modelo de via flexível, para seus diversos tipos como as vias montadas em laje, massa-mola, viga suporte ou lastro;
- Desenvolvimento de modelo detalhado dos veículos utilizados operacionalmente;
- Validação do modelo realizado com dados obtidos em medições com rodeiro instrumentado;
- Simulação de irregularidades medidas da via;
- Realização de análise de desgaste.

REFERÊNCIAS¹

- ALIAS, J. **Characteristics of wave formation in rails**. Rail Int., 17(11), 17 - 23, 1986.
- ALMEIDA, F. C. **Análise das forças de contato e comportamento do rodeiro ferroviário**. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.
- ANDERSSON, C.; DAHLBERG, T. Load impacts at railway turnout crossing. **Vehicle System Dynamics**, v. 33, p. 131-142, 1999.
- ANDERSSON, E.; BERG, M.; STICHEL, S. **Rail Vehicle Dynamics**. Division of Railway Technology, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden, 2005.
- BAIRSTOW, L.; PAGE, A. Oscillations of the tailplane and body of an aeroplane in flight. **Aeronaut. Res. Counc. R. M.**, p. 276(Part 2), 1916.
- BARBOSA, R. S. **Aplicação de Sistemas Multicorpos na Dinâmica de Veículos Guiados**. 1999. 296 f. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1999.
- _____. A 3D contact force safety criterion for flange climb derailment of a railway wheel. **International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility**, 2004.
- BARONE, M.; VIANNA, M.; ALMEIDA, C. L.; T. MIRANDA, I. M. S.; BEBBER, A. **Impactos do metrô na dinâmica imobiliária do entorno - O caso da Linha 4-Amarela**. Trabalho apresentado na 16ª Semana de Tecnologia Metroferroviária. 2010.
- SUAREZ B., FELEZ J., LOZANO, J. A., RODRIGUEZ, P. Influence of the track quality and of the properties of the wheel–rail rolling contact on vehicle dynamics, **Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility**, 51:2, 301-320, DOI: 10.1080/00423114.2012.725853. 2013.
- BERTHIER, Y.; DESCARTES, S.; BUSQUET, M.; NICCOLINI, E.; DESRAYAUD, C.; BAILLET, L.; BAIETTO-DUBOURG, M. C. The role and effects of the third body in
- 1 De acordo com a Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 6023.

the wheel-rail interaction. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, v. 27: p. 423-436, 2004.

BOOCOCK, D. Steady-state motion of railway vehicles on curved track, **J. Mech. Eng. Sci.**, v. 11, p. 556-566, 1969.

BROCKLEY, C. A.; KO, P. L. An investigation of rail corrugation using friction-induced vibration theory. **Wear**, v. 128, p. 99-106, 1988.

BSI. **EN 13232-9 – Railway applications. Track. Switches and Crossings. Layouts**. p. 82, 2006.

BUREIKA, G. A mathematical model of train continuous motion uphill, **Transport**, v. 23, p. 135-137, 2008.

BUREIKA, G.; MIKALIUNAS, S. Research on the compatibility of the calculation methods of rolling-stock brakes, **Transport**, v. 23, p. 351-355, 2008.

CAIN, B. S. **Vibration of Road and Rail Vehicles**, New York, p. 149 - 189, 1940.

CAP, J. 1988. Strmost vzestupne verve adhezni charakteristiky [Slope of the increasing branch of the adhesive characteristics], Zeleznicni technika [Railway Technique] 1(88): 12-16.

CARTER, F. W. The electric locomotive. **Proc. Instn. Civ. Engrs.**, v. 221, p. 221-252, 1916.

CARTER, F. W. **Railway Electric Traction**. London, 1922.

CARTER, F. W. On the action of a locomotive driving wheel. **Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character**, v. 112, p. 151-157, 1926.

CARTER, F. W. On the stability of running of locomotives. **Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character**, v. 121, p. 585-611, 1928.

CLAESSON, S. Modelling of Track Flexibility for Rail Vehicle Dynamics Simulation, M.Sc. Thesis, **Report TRITA AVE 2005:26**, Division of Railway Technology, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden, 2005.

CLARK, R. A., DEAN, P. A., ELKINS, J. A., AND NEWTON, S. G. An investigation into the dynamic effects of railway vehicles running on corrugated rails, **J. Mech. Eng. Sci.**, v. 24, p. 65 - 76, 1982.

CLARK, R. A., EICKHOFF, B. M., AND HUNT, G. A. Prediction of the dynamic response of vehicles to lateral track irregularities. **Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Proceedings of Seventh IAVSD Symposium**, Cambridge, U.K., p. 535 - 548, 1982.

CNT - Confederação Nacional do Transporte (www.cnt.org.br). Site visitado em 26.03.14.

COOPERRIDER, N. K., HEDRICK, J. K., LAW, E. H., AND MALSTROM, C. W. The application of quasilinearization techniques to the prediction of nonlinear railway vehicle response. **Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, Proceedings of the IUTAM Symposium**, Delft, Netherlands, p. 314-325, 1975.

COSTA NETO, A. Application of Multibody System (MBS) Techniques to Automotive Vehicle Chassis Simulation for Motion Control Studies. Thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy. University of Warwick, 1992.

DAHLBERG, T. Some railroad settlement models - a critical review. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F, J. of Rail and Rapid Transit**, v. 215, p. 289-300, 2001.

DAILYDKA, S.; LINGAITIS, L. P.; MYAMLIN, S.; PRICHODKO, V. Modelling the interaction between railway wheel and rail. **Transport**, v. 23, p. 236-239, 2008.

DAVIES, R. D. Some experiments on the lateral oscillation of railway vehicles, **J. Instn. Civ. Engrs.**, v. 11, p. 224-261, 1939.

DE POSSEL, R., BEAUTEFOY, J., AND MATSUDAIRA, T., Papers awarded prizes in the competition sponsored by Office of Research and Experiment (ORE) of the International Union of Railways (UIC). **ORE Report RP2/SVA-C9**, Utrecht, 1960.

ELKINS, J. A. AND GOSTLING, R. J. A general quasi-static curving theory for railway vehicles. **Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Proceedings of Fifth IAVSD Symposium**, Vienna, Austria, p. 388-406, 1978.

ESVELD, C. **Modern railway track**. MRT-Productions, Duisburg, Germany, 2 ed., 2001.

EVANS, J.; IWNICKI, S.D. Vehicle dynamics and the wheel/rail interface. **Proc. I.Mech.E. Seminar 'Wheels on Rails - An update'**, London, 2002.

FERME'R, M. AND NIELSEN, J. C. O. Wheel - rail contact forces for flexible versus solid wheels due to tread irregularities. **Proceedings of the 13th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks**, Chengdu, Sichuan, China, p. 142-157, 1994.

FROHLING, R.D. Wheel/rail interface management in heavy haul railway operations - applying science and technology. **Vehicle System Dynamics**, v. 45, p. 649-677, 2007.

GASCH, R., MOELLE, D., AND KNOTHE, K. The effects of non-linearities on the limit-cycles of railway vehicles. **Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Proceedings of Eighth IAVSD Symposium**, Cambridge, p. 207-224, 1984.

GILCHRIST, A. O. AND BRICKLE, B. V. A re-examination of the proneness to derailment of a railway wheelset, **J. Mech. Eng. Sci.**, v. 18, p. 131-141, 1976.

GILCHRIST, A. O., HOBBS, A. E. W., KING, B. L., AND WASHBY, V. The riding of two particular designs of four wheeled vehicle, **Proc. Instn. Mech. Engrs.**, v. 180, p. 99-113, 1965.

GILCHRIST, A. O. Power spectral measurements by TMM 1: Proving trials and three site measurements. **British Railways Research Technical Note DYN/67**. [S.I.], 1967.

_____. The long road to solution of the railway hunting and curving problems, **Proc. Instn. Mech. Engrs.**, v. 212 (Part F), p. 219-226, 1998.

GOODALL, R. M. AND LI, H. Solid axle and independently-rotating railway wheelsets - A control engineering assessment. **Vehicle Syst. Dyn.**, v. 33, p. 57-67, 2000.

GOSTLING, R. J. The measurement of real wheel and track profiles and their use in finding contact conditions, equivalent conicity and equilibrium rolling line, **British Rail Research Technical Note TN DA 22**, [S.I.], 1971.

GRANDO, D. **Modelagem de vagão ferroviário em sistema multicorpos e avaliação do comportamento dinâmico em via tangente com desnivelamento transversal periódico**. Dissertação (Mestrado), São Carlos: EESC-USP, 185 f., 2012.

GRASSIE, S. L. AND COX, S. J. The dynamic response of railway track with flexible sleepers to high frequency vertical excitation, **Proc. of Inst. Mech. Eng.**, v. 198(D7), p. 117-123, 1984.

GRASSIE, S. L. AND KALOUSEK, J. Rail corrugation: characteristics, causes and treatments. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, Part F, J. of Rail and Rapid Transit, v. 207(F1), p. 57-68, 1993.

Gunmo Gu & Jungyoul Choi (2013) The dynamic response of rail support, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 51:6, 798-820, DOI: 10.1080/00423114.2013.778415.

HEUMANN, H. Das Verhalten von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbogen, **Organ Fortsch. Eisenb.-wes.**, v. 68, p. 104-108, 1913.

HEUMANN, H. Lauf der Drehgestell-Radsätze in der Geraden, **Organ Fortsch. Eisenb.-wes.**, v. 92, p. 336-342, 1937.

HOBBS, A. E. W. The response of a restrained wheelset to variations in the alignment of an ideally straight track. **British Railways Research Department Report E542**, [S.I.] 1964.

IGELAND, A. Railhead corrugation growth explained by dynamic interaction between track and bogie wheelsets. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F, J. of Rail and Rapid Transit**, [S.I.], v. 210(F1). p. 11-20, 1996.

ILLINGWORTH, R. **The mechanism of railway vehicle excitation by track irregularities**. Doctoral Thesis, Oxford University, 1973.

IWNICKI, S.; GRASSIE, S.; KIK, W. Track settlement prediction using computer simulation tools. **Vehicle System Dynamics**, 33(Suppl.), p. 2-12, 2000.

IWNICKI, S. **Handbook of Railway Vehicle Dynamics**. USA: CRC Press. 776 f. 2006.

1 De acordo com a Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 6023.

JACOBSSON, L. **Review of research on railway ballast behaviour - Experimental findings and constitutive models**. Department of Solid Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 1998.

JASCHINSKI, A.; NETTER, H. Non-linear dynamical investigations by using simplified wheelset models. **Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Proceedings of 12th IAVSD Symposium**, Sweden, Swets & Zeitlinger Publisher, p. 284-298, 1992.

JOHNSON, K. L. The effect of a tangential contact force upon the rolling motion of an elastic sphere upon a plane. **Journal Applied Mechanics**, v. 25, p. 339-346, 1958.

KALKER, J. J. A strip theory for rolling with slip and spin, **Proceedings Kon Nederlandse Akademie van Wetenschappen**, Amsterdam, B70, p. 10 - 62, 1966.

_____. **On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction**. PhD Thesis. Netherlands: Delft. p. 155. 1967.

_____. The tangential force transmitted by two elastic bodies rolling over each other with pure creepage. **Wear**, v. 11, p. 421-430, 1968.

_____. Simplified theory of rolling contact. **Delft Progress Rep. Ser.**, Netherlands, v. C1, p. 1-10, 1973.

_____. A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact (FASTSIM program), **Vehicle Systems Dynamics**, v. 11, Swets & Zeitlinger B.V., Lisse, pp. 1 - 13, 1982.

_____. **Three Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact**, [S.I.], 1990.

KIK, W., AND PIOTROWSKI, J.P. A Fast Approximate Method to Calculate Normal Load at Contact between Wheel and Rail and Creep Forces During Rolling. **Prod. of 2nd Mini Conf. on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems**, Budapest, 1996.

KING, B. L. An evaluation of the contact conditions between a pair of worn wheels and new rails in straight track, **British Railways Research Technical Note**, [S.I.], 1966.

KLINGEL, W. Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf Gerader Bahn. **Organ Fortsch. Eisenb.**, v. 38, p. 113 - 123, 1883.

KNOTHE, K.; RIPKE, B. The effects of the parameters of wheelset, track and running conditions on the growth rate of rail corrugations, **Proceedings of the 11th IAVSD-Symposium the Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks**, Kingston, Ontario, p. 345-356, 1989.

KRYLOV, V. V. Effects of the embankment topography and track curvature on ground vibration boom from high-speed trains, **Proceedings of the Symposium EURODDYN2002**, Munich, Germany, p. 473-478, 2002.

Lai Wei, Jing Zeng, Pingbo Wu & Hao Gao (2014) Indirect method for wheel–rail force measurement and derailment evaluation, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, v. 52:12, p. 1622-1641.

LANGER, B. F. AND SHAMBERGER, J. P. Dynamic stability of railway trucks, **Trans. Am. Soc. Mech. Eng.**, v. 57, p. 481-493, 1935.

LEVI, R. Study of hunting movement, **Office of Research and Experiment (ORE) of the International Unions of Railways (UIC), Question C9 Report**, [S.l.], 1953.

LI, D. AND SELIG, E. T. Evaluation of railway subgrade problems, **Transport. Res. Rec.**, v. 1489, p. 17-25, 1995.

LOVE, A. E. H. **Mathematical Theory of Elasticity**. 2nd ed. Cambridge University Press, Cambridge, pp. 195 - 198, 1906.

MACKENZIE, J. **Resistance on railway curves as an element of danger**. Proc. Instn. Civ. Engrs., 74, 1 - 57, 1883.

Maksym Spiryagin, Oldrich Polach & Colin Cole (2013) Creep force modelling for rail traction vehicles based on the Fastsim algorithm, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 51:11, 1765-1783, DOI: 10.1080/00423114.2013.826370.

Matin Sh. Sichani, Roger Enblom & Mats Berg (2014) A novel method to model wheel–rail normal contact in vehicle dynamics simulation, *Vehicle System Dynamics*:

International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 52:12, 1752-1764, DOI: 10.1080/00423114.2014.961932.

MATSUDAIRA, T. Shimmy of axles with pair of wheels (em japonês). **J. Rail. Eng. Res.**, [S.l.], p. 16-26, 1952.

MEI, T. X., GOODALL, R. M., AND WICKENS, A. H. A systems approach for wheelset and traction control, **Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Proceedings of 17th IAVSD Symposium**, Copenhagen, pp. 257-266, 2003.

MELI, E. **Modellazione multibody di veicoli ferroviari: sviluppo ed implementazione di modelli innovative per l'analisi del contatto ruota – rotaia**. Dottorato di ricerca. Università di Bologna. 194 f. 2009.

METRÔ-SP. **Estrutura física do Metrô-SP**. <http://www.metro.sp.gov.br/metro/numeros-pesquisa/estrutura-fisica.aspx>, visitado em 24.03.2014.

METRÔ-SP. **Expansão do Metrô-SP**. <http://www.metro.sp.gov.br/obras/canal-relacionamento.aspx>, visitado em 24.03.2014.

MÜLLER, C. Wear profiles of wheels and rails, **Office of Research and Experiment (ORE) of the International Union of Railways (UIC), ORE-Report C9/RP6**, Utrecht, 1960.

NADAL, M. J. Locomotives a Vapeur, **Collection encyclopedie scientifique**, bibliotheque de mecanique applique´ et genie, Paris, 1908.

NADAL, M. J. Theorie de la stabilité des locomotives, part II: movement de lacet, Ann Mines, 1896.

NEWLAND, D. E. Steering characteristics of bogies, **Railway Gazette**, v. 124, p. 745-750, 1968.

NIELSEN, J. C. O.; JOHANSSON, A. Out of round railway wheels - a literature survey, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, Part F, J. of Rail and Rapid Transit, 214(F2), pp. 79 - 91, 2000.

OSCARSSON, J. **Dynamic train - track interaction: linear and non-linear track models with property scatter**, PhD thesis, Department of Solid Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 2001.

PASCAL J. P. About Multi Hertzian contact hypothesis and equivalent conicity in the case of S1002 and UIC60 analytical wheel/rail profiles, **Vehicle System Dynamics**, Lisse, v. 22, p. 57-78, 1993.

PERIARD, F. **Wheel-noise generation: curve squealing by trams**, Doctoral thesis, Delft University of Technology, Delft, 1998.

COMPANHIA DO METROPOLITANO DE SÃO PAULO. **Pesquisa de Mobilidade 2012**, São Paulo, 2012.

PIOTROWSKI, J.; CHOLLET, H. Wheel-rail contact models for vehicle system dynamics including multi-point contact. **Vehicle System Dynamics**, v. 43(6-7), p. 455-483, 2005.

POOLEY, R. A. Assessment of the critical speeds of various types of four-wheeled vehicles. **British Railways Research Department Report E557**, [S.l.], 1965.

POPP, K., KRUSE, H., AND KAISER, I. Vehicle - track dynamics in the mid-frequency range, **Vehicle Syst. Dyn.**, v. 31(5 - 6), p. 423 - 464, 1999.

PORTER, S. R. M. The Mechanics of a Locomotive on Curved Track, **The Railway Gazette**, London, 1935.

PROFILLIDIS, V. A., **Railway Engineering**, 2nd ed., Ashgate, Aldershot UK, 2000.

REDTENBACHER, F. J. **Die Gesetze des Locomotiv-Baues**. Verlag von Friedrich Bassermann, Mannheim, p. 22, 1855.

REYNOLDS, O. **On the efficiency of belts or straps as communicators of work**. The Engineer, 1874.

ROCARD, Y. La stabilité de route des locomotives, **Atual. Sci. Ind.**, 234, 1935.

RAILWAY-TECHNOLOGY. <http://www.railway-technology.com/contractors/testing/royal-infraconstru/royal-infraconstru1.html>. Visitado em 05.08.2014.

SATEBA. <http://www.sateba.com/article196.html>. Visitado em 05.08.2014.

SATO, Y., MATSUMOTO, A., AND KNOTHE, K. Review on rail corrugation studies, **Wear**, v. 253(1 - 2), p. 130 - 139, 2002.

SAUMWEBER, E.; WINKLE, G. A new generation for the railroad before using microprocessors, **Electric Railways**, v. H.9, p. 331-336, 1981.

SHABANA, A.A; SANY, J.R. A Survey of Rail Vehicle Track Simulations and Flexible Multibody Dynamics. **Nonlinear Dynamics**, v. 26(2), p. 179-212, 2001.

SHABANA, A.A. **Dynamics of Multibody Systems**. 2nd ed. Cambridge University Press. p. 372, 1998.

SHIMA, H. The New Tokaido Line: Brief Notes on the Way the Idea of the Construction Was Developed. **Convention on Guided Land Transport**, The Institution of Mechanical Engineers, 1966.

SPIRYAGIN, M.; LEE, K. S.; YOO, H. H. Control system for maximum use of adhesive forces of a railway vehicle in a tractive mode, **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 22(3), p. 709-720, 2008.

STRIBERSKY, A., MOSER, F., RULKA, W., AND TRAUTENBERG, W. Advances in combined structural dynamics and system dynamics analyses of rail vehicles. **Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Proceedings of 17th IAVSD Symposium**, Copenhagen, p. 465 - 477, 2003.

SUDA, Y.; IGUCHI, M. Basic study of corrugation mechanism on rolling contact in order to control rail surfaces. **Proceedings of the 11th IAVSD-Symposium the Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks**, p. 345-356, 1989.

SUIKER, A. S. L. **The mechanical behaviour of ballasted railway tracks**. PhD thesis, Delft Technical University, Delft, The Netherlands, 2002.

Timoshenko, S. P. **A History of the Strength of Materials**. Mcgraw-Hill, New York, 1953.

TRUE, H. Dynamics of a rolling wheelset, **App. Mech. Rev.**, v. 46, p. 438-444, 1993.

_____. On the theory of nonlinear dynamics and its applications in vehicle systems dynamics, **Vehicle Syst. Dyn.**, v. 31, p. 393 - 421, 1999.

_____. Railway vehicle chaos and asymmetric hunting. **Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Proceedings of 12th IAVSD Symposium**, Linköping, Sweden, p. 625 - 637, 1992.

UEKI, K., NAKADE, K., AND FUJIMOTO, H., Lateral vibration of middle cars of Shinkansen train in tunnel section. **Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Proceedings of 16th IAVSD Symposium**, Pretoria, p. 749 - 761, 2000.

VERMEULEN, P. J. AND JOHNSON, K. L., Contact of nonspherical elastic bodies transmitting tangential forces, **Trans. ASME**, 1964.

VI-GRADE. **VI-Rail 15.0 Documentation**. Marburg, Germany. p. 506. 2013.

WALLRAPP, O. Review of the Past Developments in Multibody System Dynamics at DLR - From FADYNA to SIMPACK. **Vehicle System Dynamics**, v. 41(5): p. 339-348, 2004.

WICKENS, A. H., The dynamics of railway vehicle - From Stephenson to Carter, **Proc. Instn. Mech. Engrs.**, v. 212(Part F), p. 209 - 217, 1999.

WINKLER, E. **Die Lehre Von Elasticitaet Und Festigkeit**. Prague. 1867.

YAMAZAKI, H.; NAGAI, M.; KAMADA, T. A study of adhesion force model for wheel slip prevention control, **JSME International Journal Series C-Mechanical Systems Machine Elements and Manufacturing**, v. 47(2), p. 496-501, 2004.

ZACHER, M. AND F. AMBROGI. Dynamics of a train over a flexible bridge. **15th European Mechanical Dynamics User Conference**, Roma, Italy, 2000.

ANEXO A – Mapa da rede de metrô da cidade da Região Metropolitana de São Paulo

Rede do Transporte Metropolitano em Operação e Implantação - 2014 *Metropolitan Transport Network: Lines on Service & Under Construction*

ANEXO B – Dados da Simulação de Pré Carga

```

$-----MDI_HEADER
[MDI_HEADER]
FILE_TYPE   = 'Preload Analysis'
FILE_VERSION = 1.0
FILE_FORMAT  = 'ASCII'
$-----UNITS
[UNITS]
LENGTH = 'meter'
ANGLE   = 'degrees'
FORCE   = 'newton'
MASS    = 'kg'
TIME    = 'second'
$-----SUSPENSION_ELEMENT
[SUSPENSION_ELEMENT]
N_SUSPENSION_ELEMENTS = 12
SUSPENSION_ELEMENT_1 = '.Carro_01.Truque_frontal.uer_front_PS'
T_PRELOAD_Z_1 = 48691.8
SUSPENSION_ELEMENT_2 = '.Carro_01.Truque_frontal.uel_front_PS'
T_PRELOAD_Z_2 = 44769.4
SUSPENSION_ELEMENT_3 = '.Carro_01.Truque_frontal.uer_rear_PS'
T_PRELOAD_Z_3 = 48691.8
SUSPENSION_ELEMENT_4 = '.Carro_01.Truque_frontal.uel_rear_PS'
T_PRELOAD_Z_4 = 44769.4
SUSPENSION_ELEMENT_5 = '.Carro_01.Truque_frontal.uer_SS'
T_PRELOAD_Z_5 = 84021.9
SUSPENSION_ELEMENT_6 = '.Carro_01.Truque_frontal.uel_SS'
T_PRELOAD_Z_6 = 76177.1
SUSPENSION_ELEMENT_7 = '.Carro_01.Truque_traseiro.uer_front_PS'
T_PRELOAD_Z_7 = 47040.3
SUSPENSION_ELEMENT_8 = '.Carro_01.Truque_traseiro.uel_front_PS'
T_PRELOAD_Z_8 = 43117.9
SUSPENSION_ELEMENT_9 = '.Carro_01.Truque_traseiro.uer_rear_PS'
T_PRELOAD_Z_9 = 47040.3
SUSPENSION_ELEMENT_10 = '.Carro_01.Truque_traseiro.uel_rear_PS'
T_PRELOAD_Z_10 = 43117.9
SUSPENSION_ELEMENT_11 = '.Carro_01.Truque_traseiro.uer_SS'
T_PRELOAD_Z_11 = 80718.8
SUSPENSION_ELEMENT_12 = '.Carro_01.Truque_traseiro.uel_SS'
T_PRELOAD_Z_12 = 72874.0
$-----BUSHING
[BUSHING]
N_BUSHINGS = 8
BUSHING_TPLOAD = 'off'
BUSHING_1 = '.Carro_01.Truque_frontal.bgr_rear_trail_bush'
T_PRELOAD_X_1 = 0.0
T_PRELOAD_Y_1 = 270.18
T_PRELOAD_Z_1 = 0.0
BUSHING_2 = '.Carro_01.Truque_frontal.bgl_rear_trail_bush'
T_PRELOAD_X_2 = 0.0
T_PRELOAD_Y_2 = -270.18
T_PRELOAD_Z_2 = 0.0
BUSHING_3 = '.Carro_01.Truque_frontal.bgr_front_trail_bush'
T_PRELOAD_X_3 = 0.0
T_PRELOAD_Y_3 = 270.18
T_PRELOAD_Z_3 = 0.0

```

ANEXO B – Dados da Simulação de Pré Carga

```

BUSHING_4 = '.Carro_01.Truque_frontal.bgl_front_trail_bush'
T_PRELOAD_X_4 = 0.0
T_PRELOAD_Y_4 = -270.18
T_PRELOAD_Z_4 = 0.0
BUSHING_5 = '.Carro_01.Truque_traseiro.bgr_rear_trail_bush'
T_PRELOAD_X_5 = 0.0
T_PRELOAD_Y_5 = 270.18
T_PRELOAD_Z_5 = -0.01
BUSHING_6 = '.Carro_01.Truque_traseiro.bgl_rear_trail_bush'
T_PRELOAD_X_6 = -0.03
T_PRELOAD_Y_6 = -270.18
T_PRELOAD_Z_6 = 0.01
BUSHING_7 = '.Carro_01.Truque_traseiro.bgr_front_trail_bush'
T_PRELOAD_X_7 = 0.02
T_PRELOAD_Y_7 = 270.18
T_PRELOAD_Z_7 = 0.01
BUSHING_8 = '.Carro_01.Truque_traseiro.bgl_front_trail_bush'
T_PRELOAD_X_8 = 0.01
T_PRELOAD_Y_8 = -270.18
T_PRELOAD_Z_8 = -0.01

```

```

*****
*
*          MSC Software Corporation          *
*
*          A d a m s                        *
*
* Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems *
*
*          A d a m s / S o l v e r          *
*          (Build: 2013.0.0-CL177174)      *
*
* 2014-12-02 04:34:38      Version 2013      *
*
* Customer Entitlement ID:   FA299B7C-D9C1319D   *
*
*****

```

Enter ADAMS model file name or Carriage Return or ? (or STOP):

No model input file (ADM file) is given.

Enter Command:

file/model=Carro_01_modal_linear

A new model supplied. Initialization starts...

The default input and analysis values will be restored.

CPU time used = 0.0 seconds

ANEXO C – Modos de vibrar

Enter ADAMS model file name or Carriage Return or ? (or STOP):

Enter ADAMS output file name or ? (default is same as input):

Adams model file .. Carro_01_modal_linear.adm

Default file names for output files

Tabular output file:

Carro_01_modal_linear.out

Diagnostic file :

Carro_01_modal_linear.msg

Message Database file :

Carro_01_modal_linear.mdb

Graphics file :

Carro_01_modal_linear.gra

Request file :

Carro_01_modal_linear.req

Results file :

Carro_01_modal_linear.res

Input Phase - Reading in Model

Adams/Solver dataset Title:

Assembly: .Carro_01

Reading of model complete.

Input Phase - Populating Solver database

Input Phase Complete.

CPU time is 0.17160 seconds.

Reading configuration file 'C:\MSC.Software\Adams_x64\2013\arail\arail.cfg'

Reading configuration file 'C:\Users\LUCA\acar.cfg'

CURVE/1

TRK: mdids://arail_shared/tracks.tbl/mdi_track_straight.trk

Input and Input Check Phase complete.

The following equations impose the redundant constraints:

50	FIXED JOI/21	Zi.Yj
56	FIXED JOI/22	Zi.Yj
62	FIXED JOI/23	Zi.Yj
68	FIXED JOI/24	Zi.Yj

The mechanism has 4 redundant constraints which are equations that remove the same degrees of freedom as other constraints imposed upon the motion. The redundant constraints will be deactivated for the simulation.

=====

Note carefully: The constraint reaction forces corresponding to the inactive constraints will be set to zero.

=====

The system has 26 kinematic degrees of freedom.

Enter Command:

preferences/solver=F77

Enter Command:

output/nosep

Enter Command:

control/routine=virailSOL::con301, &

function=user(301,218)

DEACTIVATE/JPRIM,ID=2

DEACTIVATE/JPRIM,ID=3

DEACTIVATE/JPRIM,ID=4

DEACTIVATE/JPRIM,ID=5

Enter Command:

simulate/static

Input and Input Check Phase complete.

The system has 26 kinematic degrees of freedom.

Current Adams model successfully verified.

Entering the static equilibrium analysis phase...

Displacement initial condition analysis...

ANEXO C – Modos de vibrar

Jacobian Matrix Statistics for the Initial Conditions

```
=====
Number of equations ..... = 274
Number of non-zero entries ..... = 1628
Percentage of matrix non-zero ... = 2.1685
Total space used in MD array .... = 251412
```

Performing Static analysis...

Generating the Jacobian matrix for the statics or quasi-statics problem.

Jacobian Matrix Statistics for Statics

```
=====
Number of equations ..... = 875
Number of non-zero entries ..... = 9770
Percentage of matrix non-zero ... = 1.2761
Total space used in MD array .... = 412426
```

Static equilibrium was found after 2 iterations.

The maximum error is 2.19380E-04 with a maximum imbalance of 1.01274E-07.

Enter Command:

linear/eigensol

Eigen Analysis initiated

Computing system states ..

This model has

52 kinematic states (displacements and velocities)
and 21 user defined states.

Generating minimum realization linear model ..

Computing eigensolution ..

E I G E N V A L U E S at time = 0.0

Number	Real(cycles/seconds)	Imag.(cycles/seconds)
1	1.12697717E-12	
2	-1.51570432E-01	
3	-1.97975495E+00	
4	-2.52625770E+00	
5	-3.28544771E+00	
6	-3.43189609E+00	
7	-4.09369457E+00	
8	-1.51862729E+01	
9	-1.61608074E+01	
10	-1.62908295E+01	
11	-2.01593422E+01	
12	-2.36724911E+01	

ANEXO C – Modos de vibrar

13	-2.39547424E+01		
14	-2.84518574E+01		
15	-2.84625527E+01		
16	-3.38269958E+01		
17	-3.38292847E+01		
18	-3.64905973E+01		
19	-3.65013701E+01		
20	-3.67957251E+01		
21	-3.67985298E+01		
22	-3.80460087E+01		
23	-3.80460166E+01		
24	-1.40094768E-01	+/-	4.99001625E-01
25	-5.43883064E-01	+/-	7.03464959E-01
26	-6.03259942E-01	+/-	1.10636835E+00
27	-1.14495633E+00	+/-	1.37297825E+00
28	-9.39894889E-01	+/-	1.47100587E+00
29	-2.12969967E+00	+/-	1.11060017E+01
30	-2.12769312E+00	+/-	1.11221822E+01
31	-5.71967168E+00	+/-	1.12828683E+01
32	-5.87810293E+00	+/-	1.16165229E+01
33	-1.95541809E+00	+/-	1.30831935E+01
34	-1.97699030E+00	+/-	1.31439501E+01
35	-6.07870963E+00	+/-	1.88340470E+01
36	-6.16729780E+00	+/-	1.93758275E+01
37	-3.50682274E+00	+/-	4.16825627E+01
38	-3.75384667E+00	+/-	4.18783634E+01
39	-5.54697401E+00	+/-	4.43484296E+01
40	-5.54973079E+00	+/-	4.43520821E+01
41	-7.55878119E-02	+/-	2.00335263E+02
42	-7.55838273E-02	+/-	2.00340692E+02
43	-5.88577501E-02	+/-	2.05218069E+02
44	-5.88555222E-02	+/-	2.05223119E+02
45	-4.45260121E-02	+/-	2.06197378E+02
46	-4.45257193E-02	+/-	2.06202032E+02
47	-5.39096677E-02	+/-	2.07750663E+02
48	-5.39079867E-02	+/-	2.07755534E+02

CPU time for eigen analysis = 0.14040 seconds

Eigen analysis completed.

Enter Command:

stop

Adams/Solver execution terminated by subprogram A3TERM

CPU time used = 0.65520 seconds

ANEXO D – Tabela do Modos de Vibrar e Suas Frequencias

MODE NUMBER	UNDAMPED NATURAL FREQUENCY	DAMPING RATIO	REAL	IMAGINARY
1	1.126977E-012	1.000000E+000	1.126977E-012	0.000000E+000
2	1.515704E-001	1.000000E+000	-1.515704E-001	0.000000E+000
3	1.979755E+000	1.000000E+000	-1.979755E+000	0.000000E+000
4	2.526258E+000	1.000000E+000	-2.526258E+000	0.000000E+000
5	3.285448E+000	1.000000E+000	-3.285448E+000	0.000000E+000
6	3.431896E+000	1.000000E+000	-3.431896E+000	0.000000E+000
7	4.093695E+000	1.000000E+000	-4.093695E+000	0.000000E+000
8	1.518627E+001	1.000000E+000	-1.518627E+001	0.000000E+000
9	1.616081E+001	1.000000E+000	-1.616081E+001	0.000000E+000
10	1.629083E+001	1.000000E+000	-1.629083E+001	0.000000E+000
11	2.015934E+001	1.000000E+000	-2.015934E+001	0.000000E+000
12	2.367249E+001	1.000000E+000	-2.367249E+001	0.000000E+000
13	2.395474E+001	1.000000E+000	-2.395474E+001	0.000000E+000
14	2.845186E+001	1.000000E+000	-2.845186E+001	0.000000E+000
15	2.846255E+001	1.000000E+000	-2.846255E+001	0.000000E+000
16	3.382700E+001	1.000000E+000	-3.382700E+001	0.000000E+000
17	3.382928E+001	1.000000E+000	-3.382928E+001	0.000000E+000
18	3.649060E+001	1.000000E+000	-3.649060E+001	0.000000E+000
19	3.650137E+001	1.000000E+000	-3.650137E+001	0.000000E+000
20	3.679573E+001	1.000000E+000	-3.679573E+001	0.000000E+000
21	3.679853E+001	1.000000E+000	-3.679853E+001	0.000000E+000
22	3.804601E+001	1.000000E+000	-3.804601E+001	0.000000E+000
23	3.804602E+001	1.000000E+000	-3.804602E+001	0.000000E+000
24	5.182945E-001	2.702996E-001	-1.400948E-001 +/-	4.990016E-001
25	8.891972E-001	6.116563E-001	-5.438831E-001 +/-	7.034650E-001
26	1.260148E+000	4.787214E-001	-6.032599E-001 +/-	1.106368E+000
27	1.787734E+000	6.404510E-001	-1.144956E+000 +/-	1.372978E+000
28	1.745640E+000	5.384241E-001	-9.398949E-001 +/-	1.471006E+000
29	1.130836E+001	1.883297E-001	-2.129700E+000 +/-	1.110600E+001
30	1.132387E+001	1.878945E-001	-2.127693E+000 +/-	1.112218E+001
31	1.264981E+001	4.521547E-001	-5.719672E+000 +/-	1.128287E+001
32	1.301905E+001	4.515001E-001	-5.878103E+000 +/-	1.161652E+001
33	1.322852E+001	1.478184E-001	-1.955418E+000 +/-	1.308319E+001
34	1.329180E+001	1.487376E-001	-1.976990E+000 +/-	1.314395E+001
35	1.979071E+001	3.071497E-001	-6.078710E+000 +/-	1.883405E+001
36	2.033367E+001	3.033047E-001	-6.167298E+000 +/-	1.937583E+001
37	4.182982E+001	8.383547E-002	-3.506823E+000 +/-	4.168256E+001
38	4.204627E+001	8.927895E-002	-3.753847E+000 +/-	4.187836E+001
39	4.469398E+001	1.241101E-001	-5.546974E+000 +/-	4.434843E+001
40	4.469795E+001	1.241607E-001	-5.549731E+000 +/-	4.435208E+001
41	2.003353E+002	3.773065E-004	-7.558781E-002 +/-	2.003353E+002
42	2.003407E+002	3.772764E-004	-7.558383E-002 +/-	2.003407E+002
43	2.052181E+002	2.868059E-004	-5.885775E-002 +/-	2.052181E+002
44	2.052231E+002	2.867880E-004	-5.885552E-002 +/-	2.052231E+002
45	2.061974E+002	2.159388E-004	-4.452601E-002 +/-	2.061974E+002
46	2.062020E+002	2.159325E-004	-4.452572E-002 +/-	2.062020E+002
47	2.077507E+002	2.594921E-004	-5.390967E-002 +/-	2.077507E+002
48	2.077555E+002	2.594780E-004	-5.390799E-002 +/-	2.077555E+002

ANEXO E – Arquivo da curva padrão de 320 metros de raio constante.

```

$-----MDI_HEADER
[MDI_HEADER]
FILE_TYPE   = 'trk'
FILE_VERSION = 5.0
FILE_FORMAT  = 'ASCII'
$-----UNITS
[UNITS]
LENGTH = 'meter'
ANGLE   = 'radians'
FORCE   = 'newton'
MASS     = 'kg'
TIME     = 'second'
$-----MODEL
[MODEL]
TYPE = 'ANALYTIC'
FORMAT = 'TRK_4'
$-----GLOBAL
[GLOBAL]
TOTAL_LENGTH = 400.0
CANT_MODE = 'LOWRAIL'
IRREGULARITIES = 'No'
$-----HORIZONTAL_PATH
[HORIZONTAL_PATH]
{horizontal_s curvature kink}
0.0 0.0 0.0
50.0 0.0 0.0
100.0 0.003125 0.0
400.0 0.003125 0.0
$-----VERTICAL_PATH
[VERTICAL_PATH]
{vertical_s coordinate}
0.0 0.0
400.0 0.0
$-----CANT_ANGLE_PATH
[CANT_ANGLE_PATH]
{cant_angle_s angle}
0.0 0.0
50.0 0.0
100.0 0.1
400.0 0.1
$-----RAILS_CONFIGURATION
[RAILS_CONFIGURATION]
{track_s gauge vdg}
0.0 1.435 0.014
400.0 1.435 0.014
$-----RIGHT_RAIL_CONFIGURATION
[RIGHT_RAIL_CONFIGURATION]
{track_s inc rail_id guiding_rail_id}
0.0 0.025 1.0 0.0
400.0 0.025 1.0 0.0
$-----RIGHT_RAIL_MATERIAL
[RIGHT_RAIL_MATERIAL]
Y_MODULUS = 210000000000.0
P_RATIO = 0.27
$-----LEFT_RAIL_CONFIGURATION

```


ANEXO E – Arquivo da curva padrão de 320 metros de raio constante.

```
[LEFT_RAIL_CONFIGURATION]
{track_s inc rail_id guiding_rail_id}
0.0 0.025 1.0 0.0
400.0 0.025 1.0 0.0
$-----LEFT_RAIL_MATERIAL
[LEFT_RAIL_MATERIAL]
Y_MODULUS = 210000000000.0
P_RATIO = 0.27
$-----RAIL_1_PROFILE
[RAIL_1_PROFILE]
PROFILE_FILE = 'mdids://arail_shared/wheel_rail_profiles.tbl/mdi_UIC60.rpr'
```

ANEXO F – Arquivo da curva de 320 metros de raio constante com abertura de bitola.

```

$-----MDI_HEADER
[MDI_HEADER]
FILE_TYPE   = 'trk'
FILE_VERSION = 5.0
FILE_FORMAT  = 'ASCII'
$-----UNITS
[UNITS]
LENGTH = 'meter'
ANGLE   = 'radians'
FORCE   = 'newton'
MASS    = 'kg'
TIME    = 'second'
$-----MODEL
[MODEL]
TYPE = 'ANALYTIC'
FORMAT = 'TRK_4'
$-----GLOBAL
[GLOBAL]
TOTAL_LENGTH = 400.0
CANT_MODE = 'LOWRAIL'
IRREGULARITIES = 'No'
$-----HORIZONTAL_PATH
[HORIZONTAL_PATH]
{horizontal_s curvature kink}
0.0 0.0 0.0
50.0 0.0 0.0
100.0 0.003125 0.0
400.0 0.003125 0.0
$-----VERTICAL_PATH
[VERTICAL_PATH]
{vertical_s coordinate}
0.0 0.0
400.0 0.0
$-----CANT_ANGLE_PATH
[CANT_ANGLE_PATH]
{cant_angle_s angle}
0.0 0.0
50.0 0.0
100.0 0.1
400.0 0.1
$-----RAILS_CONFIGURATION
[RAILS_CONFIGURATION]
{track_s gauge vdg}
0.0 1.435 0.014
150.0 1.435 0.014
151.0 1.436 0.014
153.0 1.436 0.014
154.0 1.437 0.014
155.0 1.437 0.014
156.0 1.438 0.014
157.0 1.438 0.014
158.0 1.439 0.014
159.0 1.439 0.014
160.0 1.440 0.014

```

ANEXO F – Arquivo da curva de 320 metros de raio constante com abertura de bitola.

```

161.0  1.441  0.014
162.0  1.442  0.014
163.0  1.4435 0.014
164.0  1.445  0.014
165.0  1.4435 0.014
166.0  1.442  0.014
167.0  1.4405 0.014
168.0  1.439  0.014
169.0  1.437  0.014
170.0  1.4365 0.014
171.0  1.436  0.014
172.0  1.435  0.014
400.0  1.435  0.014

```

\$-----RIGHT_RAIL_CONFIGURATION

[RIGHT_RAIL_CONFIGURATION]

{track_s inc rail_id guiding_rail_id}

0.0 0.025 1.0 0.0

400.0 0.025 1.0 0.0

\$-----RIGHT_RAIL_MATERIAL

[RIGHT_RAIL_MATERIAL]

Y_MODULUS = 210000000000.0

P_RATIO = 0.27

\$-----LEFT_RAIL_CONFIGURATION

[LEFT_RAIL_CONFIGURATION]

{track_s inc rail_id guiding_rail_id}

0.0 0.025 1.0 0.0

400.0 0.025 1.0 0.0

\$-----LEFT_RAIL_MATERIAL

[LEFT_RAIL_MATERIAL]

Y_MODULUS = 210000000000.0

P_RATIO = 0.27

\$-----RAIL_1_PROFILE

[RAIL_1_PROFILE]

PROFILE_FILE = 'mdids://arail_shared/wheel_rail_profiles.tbl/mdi_UIC60.rpr'

ANEXO G – Arquivo da curva de 320 metros de raio constante seguida de curva reversa de mesma curvatura.

```

$-----MDI_HEADER
[MDI_HEADER]
FILE_TYPE   = 'trk'
FILE_VERSION = 5.0
FILE_FORMAT  = 'ASCII'
$-----UNITS
[UNITS]
LENGTH = 'meter'
ANGLE   = 'radians'
FORCE   = 'newton'
MASS    = 'kg'
TIME    = 'second'
$-----MODEL
[MODEL]
TYPE = 'ANALYTIC'
FORMAT = 'TRK_4'
$-----GLOBAL
[GLOBAL]
TOTAL_LENGTH = 400.0
CANT_MODE = 'LOWRAIL'
IRREGULARITIES = 'No'
$-----HORIZONTAL_PATH
[HORIZONTAL_PATH]
{horizontal_s curvature kink}
0.0 0.0 0.0
50.0 0.0 0.0
100.0 0.003125 0.0
200.0 0.003125 0.0
210.0 0.0 0.0
220.0 -0.003125 0.0
320.0 -0.003125 0.0
400.0 0.0 0.0
$-----VERTICAL_PATH
[VERTICAL_PATH]
{vertical_s coordinate}
0.0 0.0
400.0 0.0
$-----CANT_ANGLE_PATH
[CANT_ANGLE_PATH]
{cant_angle_s angle}
0.0 0.0
50.0 0.0
100.0 0.1
400.0 0.1
$-----RAILS_CONFIGURATION
[RAILS_CONFIGURATION]
{track_s gauge vdg}
0.0 1.435 0.014
400.0 1.435 0.014
$-----RIGHT_RAIL_CONFIGURATION
[RIGHT_RAIL_CONFIGURATION]
{track_s inc rail_id guiding_rail_id}
0.0 0.025 1.0 0.0
400.0 0.025 1.0 0.0

```

ANEXO G – Arquivo da curva de 320 metros de raio constante seguida de curva reversa de mesma curvatura.

```
$-----RIGHT_RAIL_MATERIAL
[RIGHT_RAIL_MATERIAL]
Y_MODULUS = 210000000000.0
P_RATIO = 0.27
$-----LEFT_RAIL_CONFIGURATION
[LEFT_RAIL_CONFIGURATION]
{track_s inc rail_id guiding_rail_id}
0.0 0.025 1.0 0.0
400.0 0.025 1.0 0.0
$-----LEFT_RAIL_MATERIAL
[LEFT_RAIL_MATERIAL]
Y_MODULUS = 210000000000.0
P_RATIO = 0.27
$-----RAIL_1_PROFILE
[RAIL_1_PROFILE]
PROFILE_FILE = 'mdids://arail_shared/wheel_rail_profiles.tbl/mdi_UIC60.rpr'
```