

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Análise do Contato Roda-Trilho e sua
Influência na Vida em Serviço de Rodas
Ferroviárias**

**Autor: Francisco de Carvalho Santos
Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Júnior**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

Análise do Contato Roda-Trilho e sua Influência na Vida em Serviço de Rodas Ferroviárias

**Autor: Francisco de Carvalho Santos
Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Júnior**

**Curso: Engenharia Mecânica.
Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico**

Dissertação de mestrado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

**Campinas, 2000
S.P. - Brasil**

UNIDADE BC
N.º CHAMADA:
F/Unicamp
Sa 59 a
v. 1 E. 1
TOMBO BC/ 41340
PREÇO 278100
PREC. R\$ 11,00
DATA 05-07-00
M.º CPD

CM 001423523

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Sa59a Santos, Francisco de Carvalho
Análise do contato roda-trilho e sua influência na vida
em serviço de rodas ferroviárias / Francisco de Carvalho
Santos.--Campinas, SP: [s.n.], 2000.

Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Júnior.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

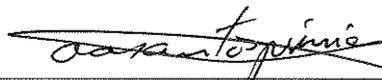
1. Ferrovias - Trilhos. 2. Transporte ferroviário -
Rodas. 3. Transporte ferroviário de cargas - Vagões. I.
Santos Júnior, Auteliano Antunes dos. II. Universidade
Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia
Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

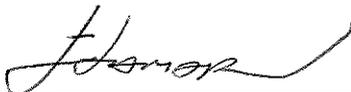
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Análise do Contato Roda-Trilho e sua
Influência na Vida em Serviço de Rodas
Ferroviárias**

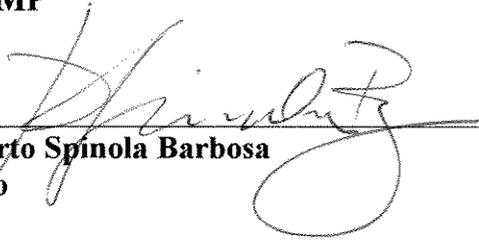
**Autor: Francisco de Carvalho Santos
Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Júnior**



**Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior, Presidente
FEM / UNICAMP**



**Prof. Dr. Itamar Ferreira
FEM / UNICAMP**



**Prof. Dr. Roberto Spinola Barbosa
IPT / São Paulo**

Campinas, 29 de Fevereiro de 2000

Dedicatória:

Dedico esse trabalho a toda minha família que sempre me apoiou em minhas decisões e nos momentos mais difíceis. A meu pai, minha avó, Dina e minha mãe. Sem eles esse trabalho não seria possível

Agradecimentos

A minha avó Yolanda pelo amor e pela ajuda dados durante todo tempo, pois sem ela esse trabalho não seria possível.

A meu pai Sergio, a sua esposa Dina, a minha mãe Andréa e a Manuela, pelo apoio e incentivo nos momento difíceis, e por acreditar no sucesso desse trabalho.

Ao professor e amigo Auteliano, meu orientador, que sempre me incentivou durante todo o trabalho, elogiando e criticando para que eu desse sempre o melhor de mim.

A Roberto Spinola pelos conselhos e incentivo durante o meu trabalho, sendo um exemplo para que eu continue minhas pesquisas na área ferroviária.

Aos companheiros e amigos Flavio, Marcílio, Fábio, Nei, Emerson, Osvaldo, Rosângela, Weisner e Juliana pela amizade e ajuda que deram para que esse trabalho pudesse ser realizado e pelo apoio nos momentos mais difíceis.

Aos professores e funcionários do Departamento de Projeto Mecânico pela ajuda prestada durante todo meu trabalho.

Aos meus tios e padrinhos Raul e Cynthia por todo amor e carinho me deram durante toda minha estada em Campinas, sem eles esse trabalho não se realizaria.

Ao meu tio e padrinho Raul, cuja falta deixará saudades a todos nós.

Resumo

SANTOS, Francisco de Carvalho. *Análise do Contato Roda – Trilho e sua Influência na Vida em Serviço de Rodas Ferroviárias*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2000. 176 p. Dissertação (Mestrado).

Este trabalho tem como objetivo analisar as tensões no contato roda-trilho e compará-las com a resistência estimada dos materiais em contato, visando conhecer a vida em serviço de rodas ferroviárias. Essas tensões são fundamentais para o estudo da escamação superficial em rodas que suportam elevada carga. Foram calculadas as tensões utilizando a teoria de Hertz e o Método dos Elementos finitos, para o caso estático ou de rolamento puro, e as forças tangenciais no contato utilizando a metodologia de Kalker, considerando os movimentos longitudinal e lateral. Esses métodos utilizam abordagem elástica. A vida para cem milhões de ciclos foi estimada com base nos estudos de Buckingham e obtida a partir da dureza superficial da roda. O número de ciclos até a falha para um determinado valor de tensão foi estimado a partir do comportamento normal dos aços de aplicação similar. Para os cálculos foram adotados movimento em tangente, rodas classe C de 965 mm (38 pol.) e trilho padrão TR-57. O trabalho apresenta os resultados, discute as diferenças e influências encontradas e propõe os tópicos para continuidade dos estudos, baseado nos resultados obtidos.

Palavras Chave:

Contato, Contato Roda-trilho, Tensões de contato, Ferrovias, Transporte Ferroviário: Rodas.

Abstract

SANTOS, Francisco de Carvalho. Análise do Contato Roda – Trilho e sua Influência na Vida em Serviço de Rodas Ferroviárias, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2000. 176 p. Dissertação (Mestrado).

The objective of this work is to analyze the stresses in the wheel-rail contact and to compare them with the contact strength for wheel and rail steels, aiming to estimate the service life for wheels. Those stresses are fundamental to study the shelling in wheels of high load freight railroad cars. The stresses were calculated using Hertz's theory and the Finite Element Method, for static or pure rolling condition. The shear forces caused by longitudinal and lateral movement were found using Kalker's theory. All these methods use elastic models. The life for one hundred millions of cycles was determined using the Buckingham studies and the value was calculated using the wheel surface hardness. The number of cycles until failure for a specific stress value was estimated based on the behavior of steels for similar applications. It was supposed tangent movement, 38 in. class C wheel and standard rail TR-57. The work shows the results and discusses the differences between methods. The factors of influence in each method are pointed out. The work also proposes topics for future researches.

Keywords:

Contact, Wheel-rail contact, contact stress, Brake, Railroads, Railroad Transportation: wheels.

Índice

Lista de Figuras	v
Lista de Tabelas	xi
Nomenclatura	xiv
1 Introdução.	1
2 Revisão Bibliográfica.	7
3 Teorias e Métodos.	44
3.1 Teoria de Hertz.	44
3.1.1 Contato Elíptico de Hertz.	46
3.1.1.1 Contato Roda – Trilho.	50
3.1.2 Contato Cilindro – Cilindro.	56
3.2 Teoria de Kalker.	60
3.2.1 Microescorregamento.	61

3.2.1.1	Estimativa dos Microescorregamentos.	64
3.2.2	Forças Tangenciais.	67
3.2.3	Teoria Linear.	69
3.2.4	Teoria Simplificada.	71
3.2.4.1	Rotina de FASTSIM.	77
3.3	Método de Elementos Finitos.	80
3.3.1	Modelo do Contato Roda – Trilho.	82
3.3.2	Definição dos Tipos de Elementos.	83
3.3.3	Definição dos Elementos de Contato.	87
3.3.4	Condições de Contorno.	88
3.3.5	Método das Penalidades.	89
3.4	Vida em Serviço de Corpos em Contato de Rolamento.	91
3.4.1	Modelo de Buckingham.	93
3.4.2	Modelo de Morrisom.	94
4	Resultado e Discussões.	96
4.1	Resultados da Teoria de Hertz.	98

4.1.1	Contato Elíptico.	98
4.1.2	Contato Cilindro – Cilindro.	101
4.1.3	Discussão da Teoria de Hertz.	102
4.2	Resultados da Teoria de Kalker.	103
4.2.1	Discussão da Teoria de Kalker.	109
4.3	Resultados do M.E.F. (ANSYS).	111
4.3.1	Distribuição de tensão na direção vertical (σ_y).	115
4.3.2	Distribuição de tensão na direção longitudinal (σ_z).	117
4.3.3	Distribuição de tensão na direção lateral (σ_x).	119
4.3.4	Distribuição de tensão de cisalhamento no plano X-Y (τ_{xy})	121
4.4	Cálculo da Resistência da Roda e da Vida em Serviço.	123
4.4.1	Modelo de Buckingham.	126
4.4.2	Modelo de Morrison.	128
4.5	Discussão Geral.	130
4.5.1	Comparação do modelo de Hertz com a Resistência.	130
4.5.2	Comparação do M.E.F com a Resistência.	132

4.5.3	Influência da Tensão cisalhante na Resistência.	133
4.6	Breve Discussão da Teoria de Formação de Trincas.	134
5	Conclusão.	139
	Referências Bibliográficas.	144
	Anexo I.	148
	Anexo II.	149

Lista de Figuras

- | | | |
|-----|---|----|
| 1.1 | Linhas de tensão obtidas por foto – elasticidade para o contorno roda – trilho. | 6 |
| 2.1 | Região de contato entre 2 lentes cilíndricas iguais, com seus eixos inclinados a 45° , sem carregamento. | 7 |
| 2.2 | Região de contato entre 2 lentes cilíndricas iguais, com seus eixos inclinados a 45° , com carregamento. | 8 |
| 2.3 | (a) Força tangencial (F_x) em função do escorregamento longitudinal até atingir o valor máximo de saturação (Lei de Coulomb). (b) Distribuição de tração e escorregamento, segundo Carter. | 10 |
| 2.4 | Região de contato segundo Johnson. | 12 |
| 2.5 | Força tangencial resultante normalizada <i>em função do</i> escorregamento resultante. Comparação da curva teórica de Shen (—), com a curva feita pelo software CONTACT(+, o, x, Δ) e com a curva teórica de Vermeulen – Johnson (----). F_t : força tangencial resultante; μ : coeficiente de fricção; N : carregamento vertical; w' : escorregamento resultante (Eq. 2.10). | 15 |

2.6	Força tangencial resultante normalizada <i>em função do</i> escorregamento resultante. Curva teórica de Shen (—), comparada com a curva feita pelo CONTACT (+, o, x, Δ) e pela rotina de FASTISIM. (----). F_t : força tangencial resultante; μ : coeficiente de fricção; N : carregamento vertical; w' : escorregamento resultante (Eq. 2.10).	16
2.7	Curva da força total lateral <i>em função do</i> coeficiente de spin, calculada pelo CONTACT.	17
2.8	Modelo da Teoria das Faixas de Halling (in Dukkupati, 1984).	17
2.9	Áreas de adesão e escorregamento segundo Halling.	18
2.10	Formatos da região de contato.	19
2.11	Curvas da área de contato <i>em função dos</i> ciclos de carregamento para diversos tipos de vagões em simulação de laboratório (Kumar, 1981). $1 \text{ in}^2 = 645 \text{ mm}^2$.	27
2.12	Curvas da Tensão de contato <i>em função de</i> ciclos de carregamento para diversos tipos de vagões, em simulação de laboratório (Kumar, 1981). $1 \text{ kpsi} = 6,9 \text{ MPa}$.	29
2.13	Curvas da Tensão de contato <i>em função dos</i> ciclos de carregamento para vagões de 70T e 95T em simulação de laboratório (Kumar, 1981). $1 \text{ kpsi} = 6,9 \text{ MPa}$.	30
2.14	Curva da Tensão normal média estabilizada <i>em função do</i> coeficiente de atrito, para locomotivas, em simulação de laboratório (Kumar, 1983). $1 \text{ kpsi} = 6,9 \text{ MPa}$.	33
2.15	Volume desgastado <i>em função dos</i> ciclos de teste para o dispositivo menor, para vários raios do perfil da roda (Kumar, 1992). $1 \text{ in}^3 = 16,4 \text{ cm}^3$. $1 \text{ kpsi} = 6,9 \text{ MPa}$.	38

2.16	Volume desgastado <i>em função</i> dos ciclos de teste para o dispositivo maior, para vários raios do perfil do trilho (Kumar, 1992). $1 \text{ in}^3 = 16,4 \text{ cm}^3$. $1 \text{ kpsi} = 6,9 \text{ MPa}$.	39
2.17	Taxa de desgaste <i>em função da</i> máxima tensão inicial de Hertz. Dispositivo menor. (Kumar, 1992). $1 \text{ in}^3 = 16,4 \text{ cm}^3$. $1 \text{ kpsi} = 6,9 \text{ MPa}$.	40
2.18	Taxa de desgaste <i>em função da</i> máxima tensão inicial de Hertz. Dispositivo maior (Kumar, 1992). $1 \text{ in}^3 = 16,39 \text{ cm}^3$. $1 \text{ kpsi} = 6,9 \text{ MPa}$.	41
2.19	Gráfico dos dados experimentais e da curva calculada, traçada com auxílio da rotina de FASTSIM (Barbosa, 1997).	42
3.1	Esquema da elipse de contato e distribuição de pressão na região entre a roda e o trilho.	46
3.2	Esquema para definição das variáveis geométricas dos corpos 1 e 2.	47
3.3	Contato roda – trilho. (a) vista lateral e (b) vista longitudinal.	50
3.4	Vista lateral do contato cilindro–cilindro: geometria e forças.	56
3.5	Região de contato cilindro – cilindro e distribuição de pressão no contato.	57
3.6	Esquema para visualização do microescorregamento em corpos em contato.	61
3.7	Aderência e escorregamento devido às deformações elásticas.	62
3.8	Esquema representativo das velocidades em roda rolando sobre um trilho – vista lateral.	64

3.9	Esquema representativo das velocidades em roda rolando sobre um trilho – vista superior.	66
3.10	Representação do “spin” devido a conicidade da roda.	66
3.11	Forças tangenciais e microescorregamento (“creepage”) atuando na região de contato.	68
3.12	Representação dos coeficientes de rigidez no contato.	70
3.13	Representação da malha de elementos da elipse de contato.	77
3.14	Perfis da roda de 38” e do trilho TR-57 em contato.	83
3.15	Modelo 2D do contato roda – trilho. Malha de elementos finitos.	85
3.16	Modelo 3D do contato roda – trilho. Vista oblíqua.	86
3.17	Modelo 3D do contato roda – trilho. Vista lateral e ampliação.	87
3.18	Modelo 3D do contato roda – trilho com restrições (em vermelho). Vista oblíqua.	89
3.19	Trincas na banda de rolamento de rodas ferroviárias que podem originar o “Shelling”. Lado direito corresponde ao flange (Bray & Finch, 1971).	92
4.1	Coefficiente de fricção em função da velocidade para quatro tipos de trilho (in Roza, 1989).	104
4.2	Discretização da elipse de contato mostrando duas regiões: adesão (0) e escorregamento (x). O vetor representa a força resultante em cada elemento.	106

4.3	Força longitudinal (F_x) e lateral (F_y) em função do microescorregamento ξ_x . O microescorregamento lateral manteve constante no valor dado na tabela 4.9.	107
4.4	Força longitudinal (F_x) e lateral (F_y) em função do microescorregamento ξ_y . O microescorregamento longitudinal manteve constante no valor dado na tabela 4.9.	108
4.5	Força longitudinal (F_x) e lateral (F_y) em função do microescorregamento ξ_{sp} . O microescorregamento longitudinal e lateral mantiveram-se constantes nos valores dados na tabela 4.9.	109
4.6	Vista oblíqua das tensões verticais calculada pelo M.E.F (ANSYS).	114
4.7	Distribuição de tensão na direção vertical (y) [MPa].	115
4.8	Detalhe da área de contato com as tensões normais na direção vertical. Vista da roda de baixo para cima na figura 4.7 [MPa].	116
4.9	Distribuição de tensão na direção longitudinal (z) [MPa].	117
4.10	Detalhe da área de contato com as tensões na direção longitudinal. Vista da roda de baixo para cima na figura 4.9 [MPa].	118
4.11	Distribuição de tensão na direção lateral (x) [MPa].	119
4.12	Detalhe da área de contato com as tensões normais na direção lateral. Vista da roda de baixo para cima na figura 4.11 [MPa].	120
4.13	Distribuição de tensão de cisalhamento τ_{xy} [MPa].	121
4.14	Detalhe da área de contato com as tensões de cisalhamento τ_{xy} . Vista da roda de baixo para cima na figura 4.13 [MPa].	122

4.15	Distribuição de dureza no aro da roda classe B (Santos, 1992).	124
4.16	Distribuição de dureza no aro da roda classe C (Santos, 1992).	125
4.17	Diagrama tensão – deformação de aço classe B (Santos, 1992).	125
4.18	Resistência à fadiga no contato em função do número de ciclos até a falha para aço 4340 tratado termicamente, conforme Morrison e Cram (in Norton, 1996).	129
4.19	Resistência à fadiga no contato em função do número de ciclos até a falha para aço de Roda Ferroviária – Estimativa.	130
4.20	Estimativa da resistência à fadiga no contato em função do número de ciclos.	131

Lista de Tabelas

2.1	Comparação entre os coeficientes de rigidez no contato de Vermeulen – Johnson (V-J) e de Kalker (Kalker, 1979).	20
2.2	Coeficientes de Rigidez no contato (Kalker, 1979).	22
2.3	Tensão de contato, segundo a teoria de Hertz, para diversos carregamentos e diâmetros de roda.	24
2.4	Tensão de contato calculada a partir medições feitas em campo para diversas rodas de 36” e vagão de 120 toneladas.	31
3.1	Coeficientes K_a e K_b em função de Φ (in Dukkipati, 1988).	52
4.1	Dados de entrada para o cálculo das tensões no contato segundo a Teoria de Hertz.	99
4.2	Semi – eixos a e b e a área de contato, segundo Hertz.	99
4.3	Tensões máximas no contato, segundo Hertz.	100
4.4	Tensões em $x = a ; y = 0$, segundo Hertz.	100
4.5	Tensões em $y = b ; x = 0$, segundo Hertz.	100

4.6	Raios da roda e do trilho para o modelo cilindro – cilindro.	101
4.7	Tensões máximas para o modelo cilindro – cilindro.	101
4.8	Dados de entrada para a rotina de FASTSIM.	105
4.9	Forças tangenciais no contato calculadas a partir da rotina de FASTSIM.	105
4.10	Tensões de cisalhamento na superfície de contato calculadas a partir da rotina de FASTSIM.	106
4.11	Parâmetros de entrada para o cálculo no contato com o software ANSYS.	113
4.12	Tensão normal máxima – direção vertical.	116
4.13	Tensão normal máxima – direção longitudinal.	118
4.14	Tensão normal máxima – direção lateral.	120
4.15	Tensão de cisalhamento máxima.	122
4.16	Tensões normais e de cisalhamento máximas.	123
4.17	Composição química dos aços das rodas ferroviárias (Santos, 1992).	124
4.18	Composição Química e Propriedades do Material de Rodas classe C (Griffin, 1999).	126
4.19	Propriedades do Material da Roda Classe C (Moyar, 1991).	135

4.20	Valores limites para a amplitude da deformação ao cisalhamento modificada em função do número de ciclos até falha.	136
4.21	Valores calculados para a deformação de cisalhamento modificada.	138

Nomenclatura

Letras Latinas

a – semi – eixo maior da elipse de contato	[m]
a' – abscissa da borda dianteira da elipse	[m]
a_m – semi – eixo maior da elipse impressa no adesivo	[m]
a_r – semi – eixo maior da elipse de contato real	[m]
A – constante geométrica	[m ⁻¹]
A_m – área de contato impressa no adesivo	[m ²]
A_r – área real de contato	[m ²]
b – semi – eixo menor da elipse de contato	[m]
b_m – semi – eixo menor da elipse impressa no adesivo	[m]
b_r – semi – eixo menor da elipse de contato real	[m]
B – constante geométrica	[m ⁻¹]
c – constante geométrica	
C_x – microescorregamento longitudinal (Figura 4.3)	
C_y – microescorregamento lateral (Figura 4.4)	
C_{sp} – microescorregamento de rotação (Figura 4.5)	[m ⁻¹]
C – fator de correção para área medida	
C_{ij} – coeficiente de rigidez no contato	
D – diâmetro da roda	[pol]
e – excentricidade da elipse de contato	
E₁ – módulo de elasticidade da roda	[N/m ²]
E₂ – módulo de elasticidade do trilho	[N/m ²]

E' – módulo de elasticidade equivalente entre os corpos em contato	[N/m ²]
f – força normal no elemento alvo (M.E.F)	[N]
F_x – força tangencial na direção longitudinal da região de contato	[N]
F_y – força tangencial na direção lateral da região de contato	[N]
F_t – força tangencial total	[N]
g – magnitude da penetração (M.E.F)	[m]
G – módulo de cisalhamento	[N/m ²]
K_a – constante elástica adaptada por Hertz	[N/m]
K_b – constante elástica adaptada por Hertz	[N/m]
K_x – coeficiente de rigidez no contato na direção longitudinal	[N/m]
K_y – coeficiente de rigidez no contato na direção lateral	[N/m]
K_t – matriz de rigidez	
K – fator de carga experimental	[N/m ²]
l – largura da região de contato (cilindro – cilindro)	[m]
L – flexibilidade média	
L_x – flexibilidade na direção longitudinal	[m ³ /N]
L_y – flexibilidade na direção lateral	[m ³ /N]
L_i – flexibilidade nas direções principais	[m ³ /N]
m – número de faixas da elipse de contato	
m_1 – constante do material da roda	[m ² /N]
m_2 – constante do material do trilho	[m ² /N]
M_z – momento de rotação (“spin”)	[N.m]
n – número de elementos dentro da faixa	
N_c – número de ciclos de carregamento	
N – carregamento vertical aplicado na roda	[N]
p_x – tensão tangencial longitudinal	[N/m ²]
p_y – tensão tangencial lateral	[N/m ²]
p – tensão tangencial resultante	[N/m ²]
P_{er} – perímetro da roda	[m]
P_{max} – pressão máxima de contato	[N/m ²]
P_m – pressão média de contato	[N/m ²]

R_1 – raio principal da roda	[m]
R'_1 – raio ortogonal da roda	[m]
R_2 – raio do boleto do trilho	[m]
R'_2 – raio ortogonal do trilho	[m]
R_y – raio de curvatura equivalente	[m]
S_c – limite de resistência para 10^8 ciclos	[N/m ²]
S_y – limite de escoamento	[N/m ²]
S – resistência do material	[N/m ²]
u – deslocamento entre os corpos em contato	[m]
V_m – velocidade média entre V_c e V_t	[m/s]
V_c – velocidade circunferencial da roda	[m/s]
V_t – velocidade de translação da roda	[m/s]
V_1 – velocidade do corpo superior	[m/s]
V_2 – velocidade do corpo inferior	[m/s]
w_x – escorregamento na direção longitudinal	
w_y – escorregamento na direção lateral	
w – escorregamento total	
w' – escorregamento resultante	
x_1 – abcissa da borda dianteira da elipse	[m]
x – abcissa do centro do elemento	[m]
y – ordenada da linha de centro do elemento	[m]

Letras Gregas

θ – ângulo entre os planos que contém R_1 e R_2	[°]
η – escorregamento lateral (Johnson)	
η' – escorregamento lateral modificado (Shen)	
Φ – parâmetro angular	
σ_x – tensão normal na direção longitudinal	[N/m ²]
σ_y – tensão normal na direção lateral	[N/m ²]

σ_z – tensão normal na direção vertical	[N/m ²]
τ_{zx} – tensão de cisalhamento no plano z	[N/m ²]
ω_z – componente da velocidade angular no plano de contato	[rad/s]
ω – velocidade angular da roda	[rad/s]
γ – conicidade da roda	[°]
γ' – Amplitude real de deformação	
μ – coeficiente de fricção	
μ_e – coeficiente de fricção estático	
μ_d – coeficiente de fricção dinâmico	
ν_1 – coeficiente de Poisson da roda	
ν_2 – coeficiente de Poisson do trilho	
ν – coeficiente de Poisson	
ξ_x – microescorregamento longitudinal	
ξ_y – microescorregamento lateral	
ξ_{sp} – microescorregamento de rotação (“spin”)	[m ⁻¹]
ξ – escorregamento longitudinal (Johnson)	
ζ – coeficiente linear do gráfico S–N	[N/m ²]
λ – coeficiente angular do gráfico S–N	[N/m ²]

Abreviações

HB – Dureza de Brinell

Siglas

A.A.R. – American Association of Railroads

CAD – Computer add Design

I.I.T. – Illinois Institute of Technology

FEM – Faculdade de Engenharia Mecânica

M.E.F – Método dos Elementos Finitos

S.I. – Sistema Internacional de Unidades

UNICAMP – Universidade Estadual de Campinas

Capítulo 1

Introdução

Os sistemas de transporte utilizados pelo homem, sejam aéreos, terrestres ou marítimos, tem aperfeiçoado cada vez mais, tornando-se mais seguros e econômicos. O transporte ferroviário existe a praticamente dois séculos e foi o primeiro grande meio de transporte terrestre a ser usado pelo homem. As ferrovias apresentam diversas vantagens sobre os demais meios de transporte, podendo servir tanto para o transporte de passageiros, como para o transporte de carga - produtos industrializados, grãos, veículos de transporte, minérios, matérias primas e uma infinidade de outros materiais de diversos pesos e tamanhos. Uma das principais vantagens das ferrovias, é a capacidade de transportar grandes quantidades de carga, de maneira rápida e segura. Na Europa, hoje em dia, o transporte ferroviário, seja ele feito por metrô ou por trens, representa o principal meio de transporte da população de diversos países. Através dos metrôs subterrâneos, passando pelos trens de superfície, até os modernos “trens-bala”, o sistema ferroviário interliga diversas cidades, estados e até países, tornando o transporte de carga e populacional mais rápido, seguro e econômico. Nos Estados Unidos, devido a sua grande área territorial, as ferrovias desempenham um papel fundamental, tanto no transporte de pessoas, como no de cargas. No Brasil, apesar das ferrovias terem mais de um século, o transporte ferroviário não é o principal meio de transporte do país. Isso se deve em parte à falta de investimento por parte do governo, cujo montante foi muito inferior em relação ao dado a indústria aeronáutica e principalmente a indústria automobilística. A filosofia imposta pelos governantes no início do século, onde a abertura de estradas e rodovias era sinônimo de desenvolvimento, foi outro fator que retardou a ampliação da

malha ferroviária brasileira, dando espaço para que a indústria automobilística se firmasse como o principal meio de transporte terrestre do país.

Com o crescimento e avanço tecnológico dos meios de transporte em todo mundo, era de se esperar que as ferrovias também se desenvolvessem, tornando-se mais econômicas e seguras. Com a implantação de novas tecnologias, surgiram muitos problemas de ordem administrativa, econômica e principalmente técnica. Particularmente, o campo da mecânica possui problemas que tem sido estudados desde o início das ferrovias, com muitos avanços mas nem sempre com a solução definitiva. Pode-se destacar a roda e o trilho entre os principais componentes mecânicos dos veículos ferroviários. O trilho, como se sabe, faz parte da via por onde os vagões e locomotivas trafegam. Ele também é responsável pela sustentação dos trens e de todos os seus componentes. A roda ferroviária tem como principal função ser o elemento de apoio do peso dos veículos ferroviários. Além disso, a roda tem participação na frenagem de veículos, servindo de tambor de freio quando esta frenagem é feita por atrito na própria roda. Diversos problemas relacionados ao desempenho de suas funções e às altas temperaturas surgem em rodas. Dentre esses problemas pode-se citar o “spalling”, o “shelling” e a “mudança nos padrões de tensões residuais” como sendo os economicamente mais importantes (Santos, 1992).

O “Spalling”, conhecido também como cavitação, ocorre devido a mudanças estruturais no material da superfície de rolamento da roda. Essas mudanças são consequência de frenagens com travamento e deslizamento da roda, que têm como consequência a geração de grandes quantidades de calor na interface roda – trilho. Quando o travamento cessa, a região do contato, que está a uma temperatura elevada ($>400\text{ }^{\circ}\text{C}$), tende a trocar calor com o trilho e o resto da roda que está a uma temperatura mais baixa. Isso acarreta um resfriamento brusco localizado e podem surgir estruturas de materiais diferentes da original da roda na região afetada. A Baianita e Martensita, mais frágeis que a Perlita, podem ser encontradas nessas regiões. Na interface entre a estrutura nova e a original podem surgir trincas que se propagarão até se unirem, acarretando a expulsão da região modificada estruturalmente. Isso faz surgir uma cavidade (“Spalling”)

A mudança nos padrões de tensões residuais ocorre devido a inversão de tensão que existe originalmente no aro da roda. Rodas ferroviárias novas são fabricadas com tensões residuais de

compressão circunferencial no aro, com o objetivo de conter trincas que eventualmente surjam e que necessitam de tensões de tração para se propagar. Durante a operação, frenagens excessivas podem levar ao escoamento do material sob compressão em algumas regiões da roda. Todo o aro tende a se expandir devido ao aquecimento, mas é impedido pela parte não aquecida da roda. Isso gera tensões de compressão no aro e de tração no disco. Quando essas tensões ultrapassam o limite de escoamento do material, ocorrem deformações plásticas em algumas regiões da roda, em particular no aro. Após o resfriamento, a região que sofreu deformação plástica assume uma forma diferente da original e as regiões que se deformaram elasticamente tendem a se contrair, voltando à sua forma original. Isso faz com que as regiões que escoaram à compressão sejam tracionadas circunferencialmente pelas regiões elásticas, causando uma inversões das tensões originais.

O “shelling”, também conhecido como escamação, surge devido ao alto carregamento mecânico suportado pelas rodas e pode ser agravado pela frenagem. Quando uma roda está sob carregamento muito elevado, pode ocorrer escoamento à compressão do material da região de contato. Caso o limite de escoamento seja excedido, haverá tração nessa região quando roda deixar o contato. Esta é uma das condições para a propagação de pequenas trincas na superfície de rolamento. Como é sabido, as trincas inicialmente se propagam por fadiga na direção máxima da tensão de cisalhamento (aproximadamente 45° com o plano de contato). Quando essas trincas se encontram ou encontram trincas subsuperficiais, que surgem devido ao fato da tensão de cisalhamento máxima estar abaixo da superfície de contato, podem causar desprendimento de pequenos pedaços do material. A frenagem agrava esse fenômeno, visto que o superaquecimento da roda causa uma sensível redução nas propriedades de resistência mecânica, podendo o limite de resistência ser reduzido em até 50%. Isso facilita ainda mais a propagação de trincas. Algumas vezes esse fenômeno é chamado de “Thermal Shelling” devido à influência deste aquecimento.

Os veículos ferroviários tem como principal característica a elevada capacidade de transporte. Para cada tipo e quantidade de produto transportado, haverá um valor de carga a ser suportado pelas rodas e trilhos. A figura 1.1 mostra a distribuição de tensões obtidas por foto – elasticidade para o caso de apoio estático. Além do peso, esses componentes sofrem os efeitos dinâmicos do carregamento, mesmo quando trafegam em velocidade mais baixas. O estudo do

contato roda – trilho é de fundamental importância na busca de soluções que possibilitem a redução do desgaste e a prevenção do surgimento e propagação de trincas.

As grandes ferrovias de todo mundo têm reportado problemas de falhas em rodas devido ao aparecimento de defeitos na superfície de rolamento da roda. Esse tipo de falha pode causar desde o mau funcionamento de outros componentes mecânicos, até a retirada da roda de serviço. Muitas vezes, o aparecimento de trincas não significa que a roda estará fora de serviço. Algumas rodas de múltiplas vidas permitem usinagem da banda de rolamento afim de eliminar as trincas existentes. Com isso a roda passa a ter um tempo de vida adicional. Em alguns casos, as trincas se propagam na direção radial, podendo encontrar uma região onde a tensão de compressão se transformou em tração e levar à falhas catastróficas. A escamação também está relacionada ao deslizamento que está presente no contato roda – trilho e pode ser intensificado por este.

O estudo dos fenômenos relacionados ao contato entre corpos rolantes teve seu início com Hertz, desenvolvendo a primeira teoria para tentar explicar e quantificar os parâmetros envolvidos. O grande mérito do seu trabalho está na determinação do formato da região de contato, assim como o valor da pressão máxima ali existente. Apesar da sua teoria só tratar de contato entre corpos elásticos, ela foi o ponto de partida para que pesquisadores ao longo desse século pudessem contribuir para explicar melhor o fenômeno de contato. Muitas teorias foram desenvolvidas, mas a mais aceita hoje em dia para explicar o contato entre corpos rolantes é a Teoria de Kalker. Essa teoria leva em consideração alguns parâmetros dinâmicos deixados de lado na Teoria de Hertz, tais como o microescorregamento (“creepages”). Outra maneira de calcular os parâmetros envolvidos no contato é utilizando métodos numéricos, como por exemplo o método de elementos finitos. Esse método baseia-se na divisão dos corpos em pequenos elementos. Cada um deles é associado à uma geometria simples, independente da geometria global do corpo. Uma vantagem dessa ferramenta é o fato das propriedades mecânicas do material dos elementos adjacentes não terem que ser iguais, o que permite flexibilidade nas análises. Esse método é amplamente usado através de programas computacionais, tais como o ANSYS, NASTRAN, IDEAS, COSMO, etc.

O contato roda – trilho pode ser modelado segundo a Teoria de Hertz. Entretanto, alguns fenômenos como plasticidade e movimento, que não são levados em conta em sua teoria podem influenciar no cálculo das tensões de contato. O modelo proposto por Kalker incorpora alguns fatores não incluídos no de Hertz, tais como o escorregamento. A Teoria de Kalker foi muito bem aceita no meio ferroviário, pois explica melhor alguns fenômenos que estão presentes no contato. Esse modelo analítico é, atualmente, o mais aceito para explicar o contato roda – trilho. O método de elementos finitos através de software computacional tem como principal vantagem a sua flexibilidade para trabalhar com corpos das mais variadas geometrias. O método também permite a inclusão de esforços adicionais, tais como os dinâmicos ou os relacionados ao aquecimento.

As teorias visando definir os valores da resistência dos corpos em contato normalmente esbarram na inexistência de dados experimentais para o caso da roda e do trilho. Nesse trabalho serão apresentados dois estudos reportados separadamente que levaram à resultados semelhantes. Em ambos, ao invés da preocupação com o estudo dos modos de falha, buscou-se determinar a resistência à fadiga no contato, através da obtenção de valores experimentais. É conhecido que os principais estudos sobre iniciação de trincas em contatos metálicos consideram a deformação devida ao cisalhamento em planos críticos (“critical plane stress”) e que tais estudos definem um fator de influência da tensão normal que é estimado experimentalmente (Moya & Stone, 1991). No entanto, a aplicação de tais conceitos para a estimativa da vida ainda carece de maior aprofundamento e sua adoção necessita de um conjunto de dados experimentais que validem os resultados calculados. Moya, combinando os efeitos das diversas solicitações em um caso prático e utilizando essa teoria, obteve uma vida de 34 quilômetros para as rodas até surgimento das trincas. Essa estimativa de vida é muito pequena em relação aos dados obtidos na prática em ferrovias.

Este trabalho tem como objetivo o cálculo das tensões de contato roda – trilho através de dois métodos analíticos (Teoria de Hertz e Teoria de Kalker) e um numérico (Elementos Finitos) e a comparação dos valores obtidos com a resistência no contato estimada para o material da roda, visando determinar a vida desta, até o surgimento de trincas superficiais.

O capítulo 2 é uma revisão dos principais trabalhos feitos sobre contato roda –trilho ou corpos rolantes. O capítulo 3 mostra o procedimento de cada uma das teorias usadas para o cálculo das tensões e os parâmetros envolvidos. O capítulo 4 apresenta os resultados dos métodos usados, além de uma discussão sobre esses resultados e as limitações de cada modelo. O capítulo 5 mostra a conclusão geral do trabalho, onde serão apresentadas as dificuldades encontradas, as limitações existentes e as propostas para continuidade das pesquisas no momento.

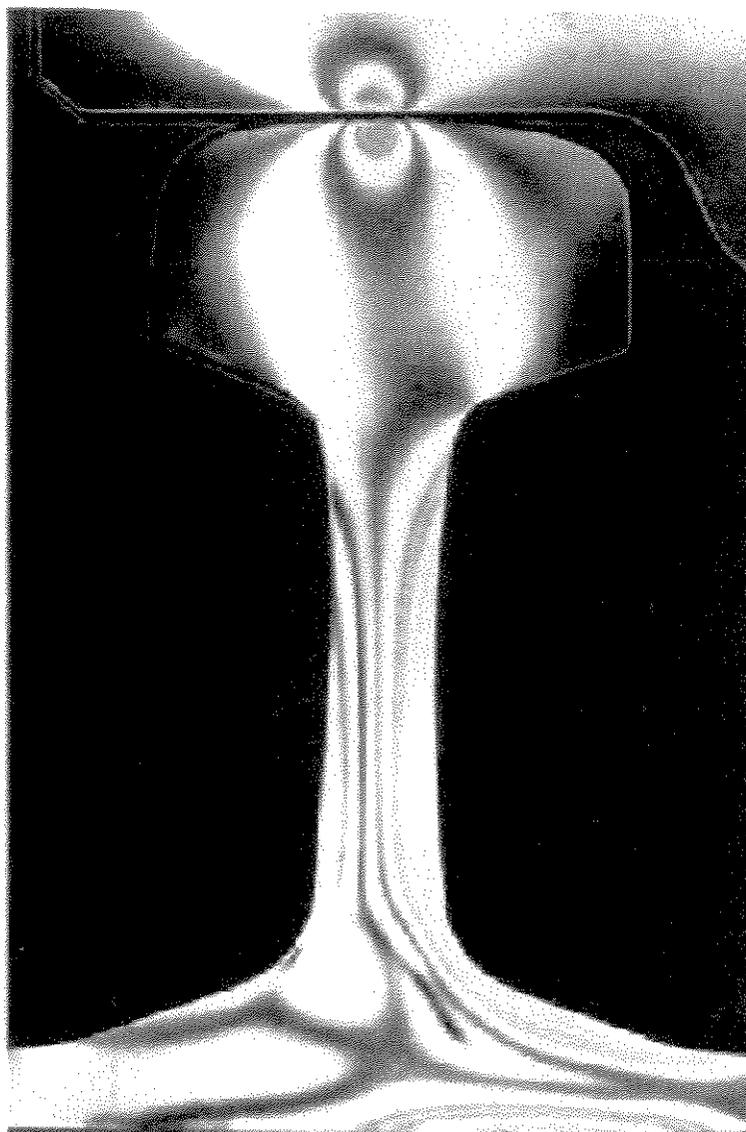


Figura 1.1: Linhas de tensão obtidas por foto – elasticidade para o contorno roda – trilho.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Os primeiros estudos sobre contato mecânico foram publicados em 1882 pelo físico alemão Heinrich Hertz, no artigo “On the Contact of elastic solids”. Nessa época Hertz tinha apenas 24 anos e trabalhava na Universidade de Berlim na Alemanha. Suas pesquisas sobre contato tiveram início com experimentos em interferência óptica com 2 lentes cilíndricas de vidro. Uma das questões levantadas por Hertz era se a deformação elástica das lentes, sob um carregamento constante e que as mantinha em contato, poderia ter influência sobre o seu modelo de interferência óptica. As figuras 2.1 e 2.2 mostram os contornos obtidos com as lentes e as diferenças de forma dos mesmos sob carga. Conforme pode ser visto, as lentes cilíndricas se deformam sob carga e a área de contato, inicialmente circular, transforma-se numa elipse.

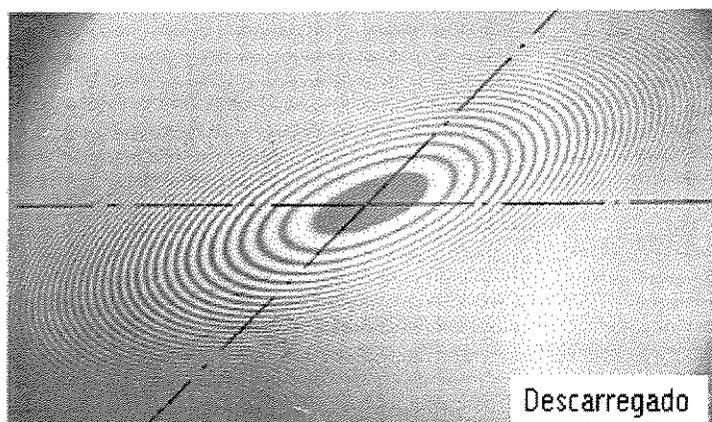


Figura 2.1: Região de contato entre 2 lentes cilíndricas iguais, com seus eixos inclinados a 45° , sem carregamento.

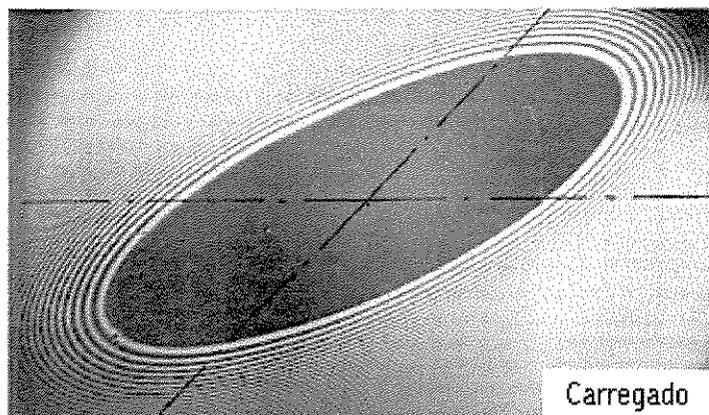


Figura 2.2: Região de contato entre 2 lentes cilíndricas iguais, com seus eixos inclinados a 45° , com carregamento.

Hertz apresentou sua teoria sobre contato em 1881, mas morreu alguns anos depois, as vésperas de completar 37 anos, sem imaginar a importância de sua contribuição científica, que décadas mais tarde serviria como base para diversas outras pesquisas na área de contato. Sua teoria não aparece em nenhuma literatura científica até meados desse século, quando engenheiros e cientistas, estimulados pelas primeiras pesquisas na área de ferrovias, redutores de engrenagens e indústria de rolamento, perceberam a sua importância. As ferrovias foram grandes beneficiadas com a teoria de Hertz, pois a partir desta é que diversos outros pesquisadores puderam estudar fenômenos relacionados ao movimento entre a roda e trilho, que ele não abordou em suas pesquisas.

A teoria de Hertz (in Johnson, 1985) é restrita ao caso de contato entre sólidos perfeitamente elásticos e superfícies sem escorregamento. Em outras palavras, o contato de Hertz se aplica para os casos de corpos em contato estático e em rolamento puro. Segundo Hertz, quando 2 corpos estão em contato, a região de contato teórica entre eles é um ponto. Quando é aplicada uma carga conhecida, normal a região de contato, forma-se uma área finita que irá variar com a forma geométrica dos corpos. Corpos em contato com curvaturas diferentes e eixos principais perpendiculares entre si possuem área de contato elíptica (Johnson, 1985). O contato entre uma roda e um trilho, é um exemplo de contato elíptico, já que os eixos principais da roda e do trilho estão perpendiculares entre si.

Pesquisas feitas na segunda metade desse século, tiveram como objetivo a remoção das restrições impostas por Hertz. A introdução do fenômeno de escorregamento entre os corpos fez com que a teoria de contato pudesse ser estendida para os casos em que se tem rolamento e escorregamento simultaneamente. Isso permitiu abordar o fenômeno de contato de uma forma mais realística.

Carter, com a publicação do artigo “On the Action of a Locomotive Driving Wheel” (1926), deu continuidade às pesquisas sobre contato, em particular o contato roda / trilho. Em sua teoria, Carter modelou a roda como sendo um cilindro e o trilho como uma placa espessa. Segundo ele, em um par de roda e trilho novos, a dimensão do semi-eixo “a” da elipse na direção longitudinal é ligeiramente maior do que o comprimento do semi-eixo “b” na direção lateral. Entretanto, a medida que a roda e o boleto do trilho se desgastam, a forma da região de contato deixa de ser uma elipse para se aproximar de um retângulo, com seu lado maior na direção longitudinal.

Carter foi o primeiro a considerar o fenômeno de microescorregamento (“creepage”), mas apenas o microescorregamento longitudinal foi considerado (teoria bidimensional). Carter achou uma solução exata para o seu modelo. Fromm, em 1927, chegou à mesma solução.

A teoria desenvolvida por Carter (in Kalker, 1979) é baseada no movimento da roda de uma locomotiva, na qual a aceleração e a frenagem causam grandes forças tangenciais. Segundo Carter, a diferença entre a velocidade circunferencial (V_c), que é numericamente igual ao produto “ $\omega.R$ ”, e a velocidade de translação (V_t) da roda, tem valor diferente de zero. Isso acontece a medida que a roda é acelerada ou freada. Essa diferença aumenta em valor absoluto, na proporção que se aumenta a aceleração ou frenagem, até atingir o valor máximo estipulado pela Lei de Coulomb, como mostra a figura 2.3a. Na figura 2.3b, tem-se a distribuição de escorregamento e adesão na região de contato, segundo Carter. O ponto a é o ponto de “entrada” no contato e o ponto $-a$ o ponto de saída.

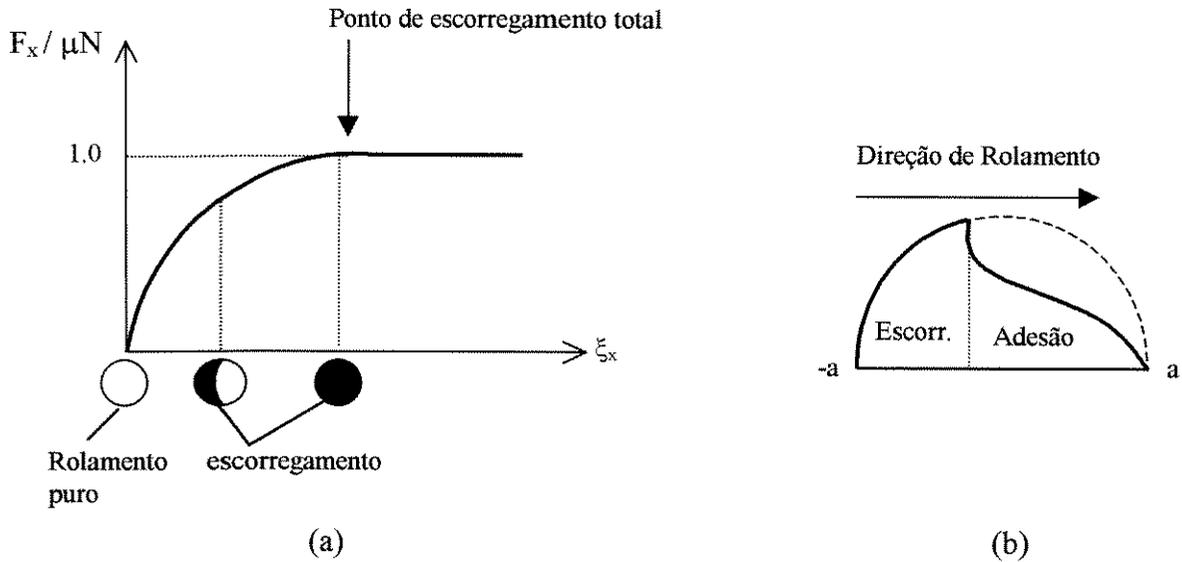


Figura 2.3: (a) Força tangencial (F_x) em função do escorregamento longitudinal até atingir o valor máximo de saturação (Lei de Coulomb). (b) Distribuição de tração e escorregamento, segundo Carter.

Smith e Lui (Smith, 1953), pesquisaram o contato entre corpos elásticos levando em consideração as forças tangenciais devidas ao escorregamento existente entre os corpos. Seu modelo vai além do proposto por Hertz (contato estático, considerando somente o carregamento vertical). O modelo de contato foi tratado como bidimensional para tensão plana ($\sigma_y = 0$) e tridimensional para deformação plana ($\sigma_y \neq 0$), sendo y o eixo transversal ao plano de contato. As equações foram desenvolvidas a partir da Teoria da Elasticidade (Timoshenko, 1970) e da Teoria de Hertz (in Johnson, 1985). O coeficiente de fricção constante adotado foi $\mu = 0,33$.

Segundo Smith e Lui, quando as cargas tangenciais são combinadas às normais e o coeficiente de fricção é maior que $1/9$, a máxima tensão de cisalhamento poderá se dar na superfície, ao invés de subsuperficialmente (Norton, 1996). Em suas pesquisas, ele determinou que a máxima tensão de cisalhamento pode ser até 43% maior na superfície de contato do que à tensão subsuperficial, quando as forças tangenciais são consideradas. As tensões principais (σ_1 , σ_2 , σ_3 e τ_{xz}) tem seus valores máximos dados pelas equações a seguir, desenvolvidas a partir da Teoria da Elasticidade (Timoshenko, 1970).

$$\begin{aligned}
\sigma_1 &= -1,39p_{\max} & \sigma_2 &= -0,72p_{\max} \\
\sigma_3 &= -0,53p_{\max} & \tau_{\max} &= 0,43p_{\max}
\end{aligned}
\tag{Eq.2.1}$$

Para a situação em que apenas exista carregamento normal, isto é, as forças tangenciais são nulas ($\mu = 0$), as tensões normais e de cisalhamento sofrem uma pequena redução, como mostra a equação 2.2. A tensão de cisalhamento máxima ocorre à uma distância $z = 0,78^a$, abaixo da superfície de contato. O parâmetro a é o semi-eixo da região de contato, que no caso analisado por Smith é um retângulo.

$$\begin{aligned}
\sigma_1 &= -p_{\max} & \sigma_2 &= -p_{\max} \\
\sigma_3 &= -0,5p_{\max} & \tau_{\max} &= 0,30p_{\max}
\end{aligned}
\tag{Eq.2.2}$$

Segundo Mindlin, (in Smith, 1953), o valor da força tangencial na superfície de contato entre 2 corpos não pode exceder o valor do produto do coeficiente de fricção pela força vertical aplicada na superfície (Lei de Coulomb).

Apesar do modelo de Smith calcular as tensões no contato devidas às forças tangenciais, ele considerava o valor limite dessas forças (Lei de Coulomb) para o cálculo das tensões. Mais tarde, Kalker (Kalker, 1967), provaria que as forças tangenciais podem assumir valores menores que o máximo imposto pela Lei de Coulomb.

Em 1958, Johnson (Johnson, 1958) estendeu a teoria de Carter (bidimensional) para uma teoria tridimensional. Johnson baseou seu modelo em 2 esferas rolando uma sobre a outra, onde tanto o microescorregamento longitudinal quanto o lateral foram considerados (in Johnson, 1985).

Johnson dividiu a superfície de contato em 2 regiões distintas – uma região de escorregamento e outra de adesão. Ele assumiu a área de adesão como sendo um círculo dentro da região de contato. A área de escorregamento seria a diferença entre a área total de contato e área de adesão.

Em 1964, Johnson e Vermeulen estenderam essa análise para o caso da região de contato ser uma elipse, conforme visto na figura 2.4. Com base nessa hipótese, eles calcularam valores aproximados para os coeficientes de rigidez no contato C_{ij} : parâmetro que depende diretamente do formato da região de contato e do coeficiente de Poisson. Esse coeficiente de rigidez define a resistência à movimentação em um determinado plano e direção (i,j) .

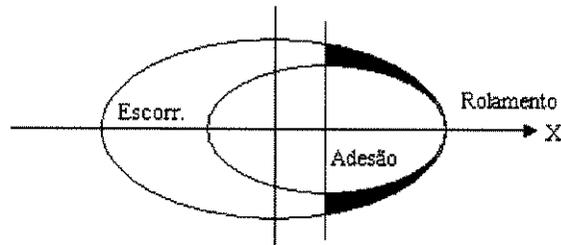


Figura 2.4: Região de contato segundo Johnson.

Como resultado de sua teoria, Johnson (Johnson, 1985) formulou equações para o cálculo dos valores das forças tangenciais: longitudinais (F_x) e laterais (F_y). Em seu modelo, Johnson não levou em consideração o “spin”: fenômeno causado devido à conicidade da roda, que faz com que esta tenda a girar em torno do eixo normal ao plano de contato. Segundo esse modelo, as forças F_x e F_y podem ser calculadas por:

$$F_x = \begin{cases} [1 - (1 - \xi)^3] \mu N & \text{para } \xi < 1 \\ \mu N & \text{para } \xi \geq 1 \end{cases} \quad (\text{Eq.2.3})$$

$$F_y = \begin{cases} [1 - (1 - \eta)^3] \mu N & \text{para } \eta < 1 \\ \mu N & \text{para } \eta \geq 1 \end{cases} \quad (\text{Eq.2.4})$$

onde:

$$\xi = \frac{GabC_{11}\xi_x}{3\mu N} \quad \eta = \frac{GabC_{22}\xi_y}{3\mu N} \quad (\text{Eq.2.5})$$

onde C_{ij} são os coeficientes de rigidez no contato calculados analiticamente por Johnson – Vermeulen através das equações 2.6 e 2.7; G o módulo de cisalhamento; a e b os semi-eixos da elipse de contato; N o carregamento aplicado normal à área de contato e μ o coeficiente de fricção.

$$\begin{aligned} C_{11} &= -\frac{\pi}{B - \nu(D - C)} \\ C_{22} &= -\frac{\pi}{B - \nu(a/b)^2 C} \quad \text{se } a \leq b \\ C_{23} = -C_{32} &= \frac{C_{22}\sqrt{a/b}}{3} \end{aligned} \quad (\text{Eq.2.6})$$

$$\begin{aligned} C_{11} &= -\frac{\pi}{[D - \nu(D - C)](b/a)} \\ C_{22} &= -\frac{\pi}{[B - \nu C](b/a)} \quad \text{se } a \geq b \\ C_{23} = -C_{32} &= \frac{C_{22}}{3\sqrt{b/a}} \end{aligned} \quad (\text{Eq.2.7})$$

onde B , C , D são integrais elípticas completas descritas no Anexo I e ν o coeficiente de Poisson.

Shen, Hedrick e Elkins, (in Kalker, 1991) reformularam a equação 2.5, propondo duas mudanças nas equações de Johnson e Vermeulen: primeiro a utilização de valores mais exatos de C_{ij} (Kalker, 1979), ao invés de valores aproximados calculados por Johnson e Vermeulen; segundo, a inclusão, no coeficiente η , da parcela correspondente ao microescorregamento de rotação (spin). A equação 2.5 pode ser rescrita resultando na equação 2.8:

$$\eta' = \frac{G ab (C_{22} \xi_y + C_{23} \xi_{sp} \sqrt{ab})}{3 \mu N} \quad (\text{Eq.2.8})$$

onde:

$$\eta' = \eta + \varphi = \frac{G ab C_{22} \xi_y}{3 \mu N} + \frac{G ab C_{23} \xi_{sp} \sqrt{ab}}{3 \mu N} \quad (\text{Eq.2.9})$$

Os efeitos da primeira mudança proposta por Shen e colaboradores – utilização de valores exatos de C_{ij} (Tabela 2.2) - podem ser vistas nas figuras 2.5 e 2.6. As curvas teórica e experimental de Johnson – Vermeulen e a curva teórica de Shen, são mostradas na figura 2.5. A força tangencial resultante (F_t) é normalizada pelo valor máximo dado pela Lei de Coulomb e dada em função de w' , que é o escorregamento resultante, combinação entre o longitudinal e o lateral, dado pela equação 2.10.

$$w' = \sqrt{\xi^2 + \eta^2} \quad (\text{Eq.2.10})$$

Apesar da boa concordância entre essas curvas, pode-se notar uma certa diferença entre a curva teórica de Shen, e a curva teórica – experimental de Johnson e Vermeulen. Na figura 2.6,

tem-se uma comparação entre a curva teórica de Shen, a curva traçada com o auxílio do programa computacional CONTACT desenvolvido por Kalker e a curva traçada pela rotina de FASTSIM: algorítmico desenvolvido por Kalker para calcular as forças tangenciais em diversos pontos da região de contato. Pode-se notar que há uma perfeita concordância entre as duas curvas, levando a conclusão de que a primeira modificação proposta por Shen, é válida.

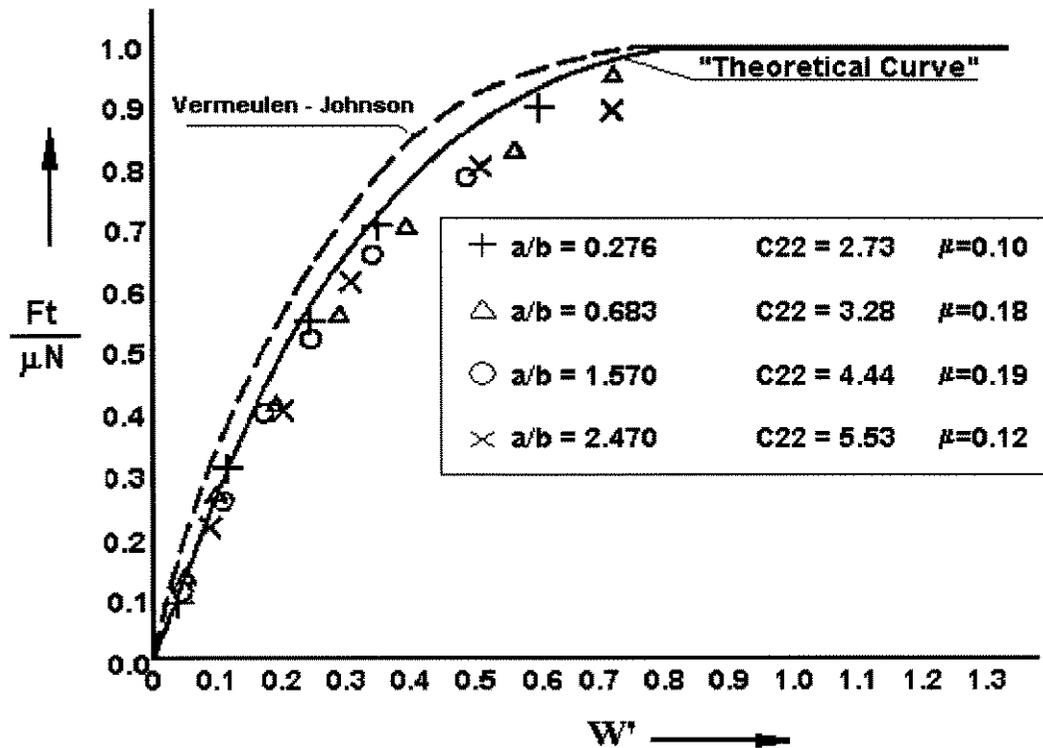


Figura 2.5: Força tangencial resultante normalizada *em função do* escorregamento resultante. Comparação da curva teórica de Shen (—), com a curva feita pelo software CONTACT (+, o, x, Δ) e com a curva teórica de Vermeulen – Johnson (----). F_t : força tangencial resultante; μ : coeficiente de fricção; N : carregamento vertical; w' : escorregamento resultante (Eq. 2.10).

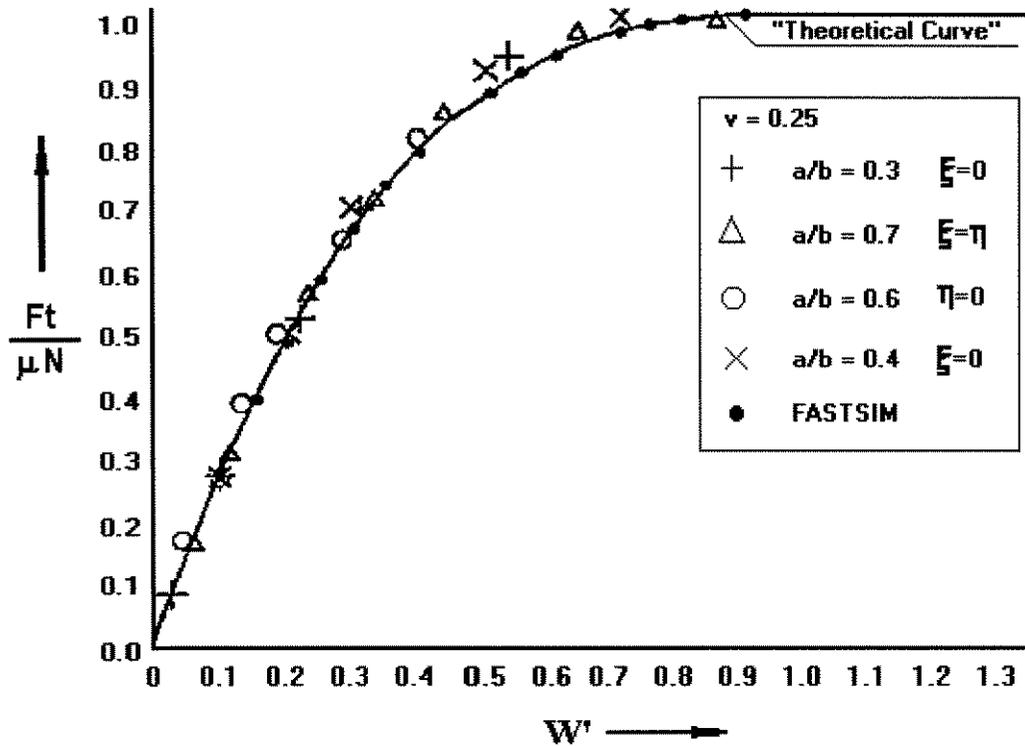


Figura 2.6: Força tangencial resultante normalizada *em função do* escorregamento resultante. Curva teórica de Shen (—), comparada com a curva feita pelo CONTACT (+, o, x, Δ) e pela rotina de FASTISIM. (----). F_t : força tangencial resultante; μ : coeficiente de fricção; N : carregamento vertical; w' : escorregamento resultante (Eq. 2.10).

A segunda mudança proposta por Shen, a inclusão da parcela de microescorregamento de rotação no cálculo da força lateral (F_y), não foi tão bem sucedida. A figura 2.7 mostra a relação entre a força lateral (F_y) e os valores do coeficiente de rotação (ψ), utilizando a equação de Shen para $\xi = \eta = 0$. Para valores pequenos de ψ , as curvas para diversos valores de a/b estão coincidentes com inclinação da reta traçada. De acordo com a equação 2.4, todas essas curvas deveriam coincidir linearmente até o valor de $F_y/\mu N = 1$. Isso não ocorre, como pode-se comprovar com a figura 2.7. A partir disso, pode-se concluir que a equação da força lateral proposta por Shen é válida para pequenos valores de rotação.

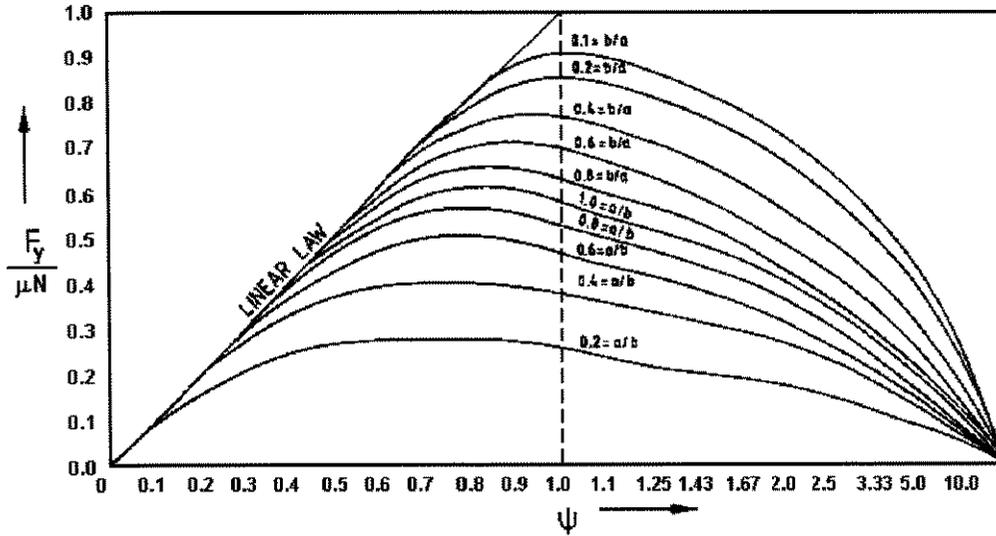


Figura 2.7: Curva da força total lateral (Shen) *em função do* coeficiente de spin, calculada pelo CONTACT.

Em 1964, Halling (in Dukkipati: 1984) propôs uma teoria para o caso de contato elíptico, considerando apenas o microescorregamento longitudinal. Nesse modelo, a área de contato foi dividida em um determinado número de pequenas faixas paralelas à direção de rolamento (Figura. 2.8). Cada faixa foi estudada levando-se em conta a teoria bidimensional de Carter. A interação entre cada faixa foi desprezada. A teoria das faixas - como o modelo de Halling é chamado - é limitada à elipses de longa dimensão lateral. O uso desse modelo tem uso limitado em veículos ferroviários, pois não considera o escorregamento na direção lateral e o momento devido ao spin, parâmetros importantes na análise desses veículos.

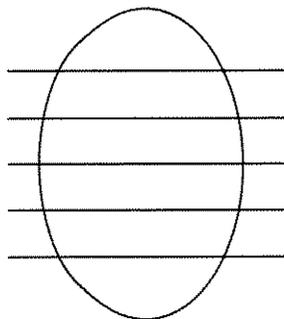


Figura 2.8: Modelo da Teoria das Faixas de Halling (in Dukkipati, 1984).

Ainda em 1964, Halling e colaboradores propuseram a forma da região de contato como sendo a mostrada na figura 2.9. A área total de contato é dividida em 2 partes: uma região de adesão, por onde uma partícula do material entra inicialmente na região de contato e outra de escorregamento, por onde a partícula deixa a área de contato. Halling mediu as formas da área de contato experimentalmente através de métodos fotoelásticos, confirmando assim a sua teoria.

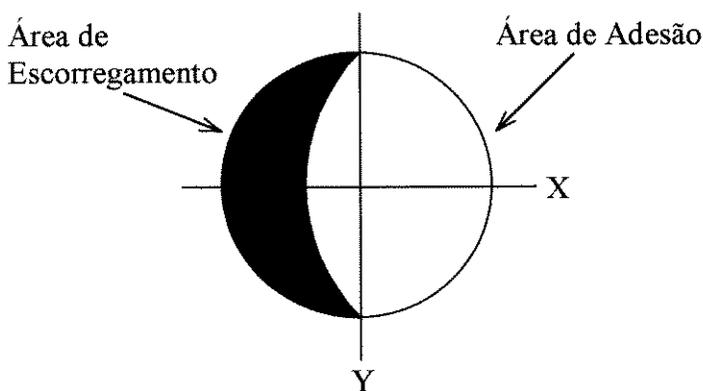


Figura 2.9: Áreas de adesão e escorregamento segundo Halling

Mais tarde, Kalker estenderia a Teoria das Faixas, para casos mais genéricos, nos quais, além do microescorregamento longitudinal, haveria o lateral e o de spin.

Apesar da limitação da Teoria das Faixas para o uso ferroviário (somente microescorregamento longitudinal), ela mostra, segundo Kalker, a verdadeira forma das áreas de adesão e escorregamento para o caso de microescorregamento longitudinal puro. A figura 2.10 mostra a área de contato para diversos casos onde ocorre spin .

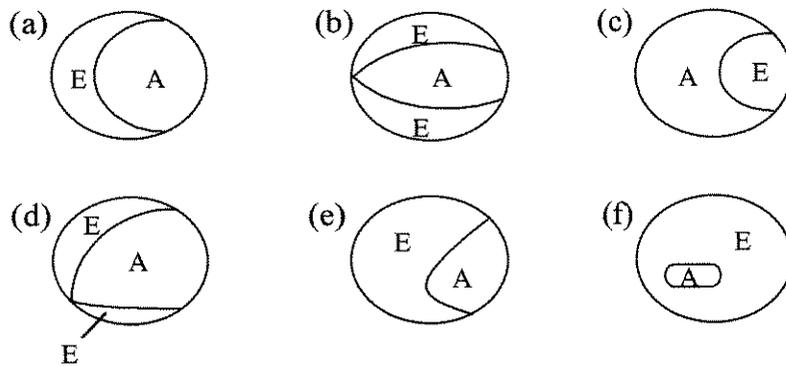


Figura 2.10: Formatos da região de contato. E = escorregamento; A = adesão. (a) escorregamento longitudinal e lateral ($\xi_{sp} = 0$); (b) spin puro ($\xi_x = \xi_y = 0$); (c) spin e escorregamento lateral ($\xi_x = 0$); (d) spin e escorregamento longitudinal ($\xi_y = 0$); (e) caso geral ($\xi_x \neq 0, \xi_y \neq 0, \xi_{sp} \neq 0$); (f) puro spin (alto). (Kalker, 1990).

Em 1967, J.J Kalker apresentou sua tese de doutorado com o título: “On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction”. Nessa tese ele apresentava uma teoria para contato entre corpos rolantes, que seria amplamente aceita no meio científico e principalmente no ferroviário. A partir dessa data, Kalker iria contribuir significativamente para o entendimento do contato mecânico com a publicação de diversos trabalhos e o desenvolvimento de softwares que facilitariam o cálculo dos diversos parâmetros envolvidos no contato entre corpos rolantes, que foram excluídos em modelos anteriores.

Como resultado de suas pesquisas, Kalker afirmou que a área de adesão proposta pelo modelo de Johnson (1953) estaria errada. Segundo ele, as direções de escorregamento e de tração não obedecem a lei de Coulomb na parte sombreada da figura 2.4 (borda dianteira da área de escorregamento). De fato, considerando o escorregamento e a tração exercida entre os corpos, ambos estão em sentidos opostos ao esperado na área sombreada, violando assim a lei de Coulomb. Na região fora da área sombreada, a tração e o escorregamento tem o mesmo sentido.

Experimentos feito por Johnson e Vermeulen (Johnson, 1985) mostraram uma diferença de aproximadamente 25% entre o seu modelo e o modelo teórico de Kalker, para valores da força tangencial resultante. Esse erro foi atribuído ao fato de assumirem uma região de adesão na forma

elíptica dentro da região de escorregamento e à valores não precisos dos coeficientes de rigidez no contato (C_{ij}).

Uma comparação entre os valores dos coeficientes de rigidez calculados por Johnson – Vermeulen e os calculados por Kalker (Kalker 1990) podem ser visto na tabela 2.1.

Tabela 2.1: Comparação entre os coeficientes de rigidez no contato de Vermeulen – Johnson (V-J) e de Kalker (Kalker, 1979). Diferença = 100 % . $\{(V-J) - Kalker\} / Kalker$.

	a/b	C_{11}			C_{22}			C_{23}		
		v=0	v=1/4	v=1/2	v=0	v=1/4	v=1/2	v=0	v=1/4	v=1/2
Kalker	0,1	2,51	3,31	4,85	2,51	3,31	4,85	0,334	0,473	0,731
J -V		3,18	4,21	6,24	3,18	3,19	3,21	0,335	0,336	0,338
Erro		27 %	27 %	29 %	27 %	27 %	27 %	0 %	-29 %	-54 %
Kalker	1,0	3,40	4,12	5,20	3,40	3,67	3,98	1,33	1,47	1,63
J -V		4,00	4,92	6,40	4,00	4,27	4,57	1,33	1,42	1,52
Erro		18 %	19 %	23 %	18 %	16 %	15 %	0 %	-3 %	-7 %
Kalker	10,0	10,70	11,90	12,90	10,70	12,80	16,00	12,20	14,60	18,00
J -V		11,60	12,80	14,20	11,60	13,80	17,10	12,20	14,60	18,00
Erro		8 %	9 %	10 %	8 %	8 %	7 %	0 %	0 %	0 %

Apesar desse erro ter um valor significativo, o modelo de Johnson teve grande influência em pesquisas posteriores, em particular em uma das teorias propostas por Kalker, chamada de Teoria Linear.

Ainda em 1967, Kalker desenvolveu a Teoria Linear para o contato de rolamento com escorregamento, baseada em pesquisas de seu orientador DePater. Segundo seu orientador, para valores bem pequenos de microescorregamento longitudinal, lateral e de spin, a área de escorregamento é tão pequena, que sua influência no cálculo das forças tangenciais no contato pode ser desprezada. Sendo assim, ele assumiu a área de adesão como sendo toda a região de contato. Mais tarde, Kalker generalizou a teoria de DePater para o caso em que os microescorregamentos tem valores pequenos, mas diferentes de zero. Assim, a medida que as partículas da roda e do trilho entram na região de contato, por um extremo da elipse (“borda

dianteira”), ocorre tração devido a adesão. Quando essas partículas entram na área de escorregamento da elipse de contato, a tração cai para um valor zero, causando o deslizamento.

Com esse modelo linear pode-se calcular as forças tangenciais – longitudinais, laterais e o momento de spin – para pequenos valores de microescorregamento longitudinal, lateral, e de spin, com as equações 2.11, 2.12 e 2.13.

$$F_x = -abGC_{11}\xi_x \quad (\text{Eq.2.11})$$

$$F_y = -abGC_{22}\xi_y - (ab)^{3/2}GC_{23}\xi_{sp} \quad (\text{Eq.2.12})$$

$$M_z = -(ab)^{3/2}GC_{23}\xi_y + (ab)^2GC_{33}\xi_{sp} \quad (\text{Eq.2.13})$$

onde, ξ_x , ξ_y , ξ_{sp} , são os coeficiente de microescorregamento longitudinal, lateral e de spin, respectivamente, dados pelas equações 2.14, 2.15 e 2.16.

$$\xi_x = \frac{V_{c_x} - V_{t_x}}{V_m} \quad (\text{Eq.2.14})$$

$$\xi_y = \frac{V_{c_y} - V_{t_y}}{V_m} \quad (\text{Eq.2.15})$$

$$\xi_{sp} = \frac{R_1 \text{sen}(\gamma)}{V_m} \quad (\text{Eq.2.16})$$

Esses coeficientes e suas variáveis serão abordados com mais detalhes durante a apresentação do cálculo das tensões no contato utilizando a Teoria Simplificada de Kalker, no Capítulo 3.

Os valores dos coeficientes de rigidez foram calculados inicialmente por DePater, em 1956 (in Kalker, 1979). Ele calculou analiticamente o valor de C_{11} para uma condição simplificada, no qual a área de contato era circular ($a = b$) e coeficiente de Poisson constante e de valor nulo ($\nu = 0$). Em 1957, Kalker calculou todos os valores de C_{ij} para o caso de $a = b$ e $\nu = 0$. Ele estendeu seus cálculos, em 1958 para a condição de $\nu \neq 0$ com a ajuda de métodos numéricos. Finalmente em 1962, Kalker removeu a restrição $a = b$.

Em 1972, Kalker calculou, analiticamente, expressões para “ $(a/b) \rightarrow 0$ ” e “ $(b/a) \rightarrow 0$ ” com a ajuda da “Teoria da Linha de Contato”. A tabela 2.2 mostra os valores de C_{ij} para alguns valores de (a/b) , (b/a) e ν .

Tabela 2.2: Coeficientes de Rigidez no contato (Kalker, 1979).

		C_{11}			C_{22}			C_{23}			C_{33}		
		$\nu=0$	$\nu=1/4$	$\nu=1/2$									
a / b (b > a)	0,1	2,51	3,31	4,85	2,51	2,52	2,53	0,334	0,473	0,731	6,42	8,28	11,70
	0,2	2,59	3,37	4,81	2,59	2,63	2,66	0,483	0,603	0,809	3,46	4,27	5,66
	0,3	2,68	3,44	4,80	2,68	2,75	2,81	0,607	0,715	0,889	2,49	2,96	3,72
	0,4	2,78	3,53	4,82	2,78	2,88	2,98	0,720	0,823	0,977	2,02	2,32	2,77
	0,5	2,88	3,62	4,83	2,88	3,01	3,14	0,827	0,929	1,07	1,74	1,93	2,22
	0,6	2,98	3,72	4,91	2,98	3,14	3,31	0,930	1,03	1,18	1,56	1,68	1,86
	0,7	3,09	3,81	4,97	3,09	3,28	3,48	1,03	1,14	1,29	1,43	1,50	1,60
	0,8	3,19	3,91	5,05	3,19	3,41	3,65	1,13	1,15	1,40	1,34	1,37	1,42
	0,9	3,29	4,01	5,12	3,29	3,54	3,82	1,23	1,36	1,51	1,27	1,27	1,27
	1,0	3,40	4,12	5,20	3,40	3,67	3,98	1,33	1,47	1,63	1,21	1,19	1,16
b / a (a > b)	0,9	3,51	4,22	5,30	3,51	3,81	4,16	1,44	1,59	1,77	1,16	1,11	1,06
	0,8	3,65	4,36	5,42	3,65	3,99	4,39	1,58	1,75	1,94	1,10	1,04	0,954
	0,7	3,82	4,54	5,58	3,82	4,21	4,67	1,76	1,95	2,18	1,05	0,965	0,852
	0,6	4,06	4,78	5,80	4,06	4,50	5,04	2,01	2,23	2,50	1,01	0,892	0,751
	0,5	4,37	5,10	6,11	4,37	4,90	5,56	2,35	2,62	2,96	0,958	0,819	0,650
	0,4	4,84	5,57	6,57	4,84	5,48	6,31	2,88	3,24	3,70	0,912	0,747	0,549
	0,3	5,57	6,34	7,34	5,57	6,40	7,51	3,79	4,32	5,01	0,868	0,674	0,446
	0,2	6,96	7,78	8,82	6,96	8,14	9,79	5,72	6,63	7,89	0,828	0,601	0,341
	0,1	10,70	11,70	12,90	10,70	12,80	16,0	12,20	14,60	18,00	0,795	0,526	0,228

Após contínuas pesquisas em contato entre corpos rolantes, Kalker, em 1979, desenvolveu o programa DUVOROL, capaz de modelar qualquer tipo de contato entre corpos rolantes. Este programa é restrito para corpos com Módulo de Elasticidade iguais e que obedeçam a Teoria de Contato de Hertz. O Programa DUVOROL é usado pela ferrovia inglesa e baseia-se essencialmente na equação 2.17, que expressa a lei que relaciona as forças tangenciais.

$$\frac{F_t}{\mu N} = F_t(\xi_x, \xi_y, \xi_{sp}, a/b, \nu) \quad (\text{Eq.2.17})$$

Essa equação mostra que a força tangencial no contato é função dos microescorregamentos (ξ_x, ξ_y, ξ_{sp}), do coeficiente de Poisson (ν) e dos semi-eixos da elipse de contato (a, b).

Em 1982, Kalker apresentou o programa CONTACT no “First International Symposium on Contacts Mechanics and Wear of Rail-Wheel Systems”, em Vancouver. Este programa, sucessor do DUVOROL, tem aplicação em qualquer tipo de problemas de contato, eliminando as restrições do seu antecessor. Apesar de ser lento em termos de processamento, CONTACT, que foi escrito na linguagem computacional FORTRAN 77, é considerado um programa de fundamental importância para a comprovação de diversas teorias de contato que vieram a ser propostas.

Neste mesmo ano, Kalker (Kalker, 1982) desenvolveu o algoritmo FASTSIM. Este algoritmo, escrito inicialmente em FORTRAN IV, é de 15 a 25 vezes mais rápido que programas anteriores, como o DUVOROL (Kalker) e o CONTACT (Kalker). Essa rotina é baseada em uma de suas teorias, chamada de Teoria Simplificada (“Simplified Theory”) que, como o próprio nome diz, é uma simplificação das teorias usadas nos seus programas anteriores.

Na rotina de FASTSIM, a área da elipse de contato é dividida em um número de faixas (m) de igual altura, paralelas à direção de rolamento (x). Cada faixa é dividida em um número igual de elementos (n), os quais são iguais em largura dentro da própria faixa, mas variam de largura

entre elas. Para cada pequeno elemento, é calculado o valor das forças tangenciais, longitudinais (F_x) e laterais (F_y), que somadas darão o valor total das forças de microescorregamento na região de contato. Para o cálculo das tensões no contato, divide-se o valor de “ F_x ” e “ F_y ” pela área de cada elemento que elas atuam, obtendo assim o valor da tensão de cisalhamento em cada elemento da elipse de contato. A rotina de FASTSIM, assim como todos os seus parâmetros, será tratada com maiores detalhes no Capítulo 3.

Em 1981, Kumar e Rajkumar determinaram que as altas tensões de contato entre a roda e o trilho eram responsáveis, em grande parte, pela deterioração das vias ferroviárias americanas. Os tipos os tipos de problemas estudados são: o escoamento plástico, o desgaste, e a fadiga.

Para determinar as tensões no contato Kumar utilizou 3 métodos:

- Teoria de Hertz;
- Simulações em laboratório;
- Medidas em campo.

Kumar calculou as tensões no contato para diversos valores de carregamento e diversos diâmetros de rodas, utilizando a teoria de Hertz. Os resultado se encontram na tabela 3. Para todos cálculos, foi adotado o raio do boleto do trilho como sendo de 10” (254 mm).

Tabela 2.3: Tensão de contato, segundo a teoria de Hertz, para diversos carregamentos e diâmetros de roda.

Tipo de vagão	Diâmetro da roda	σ_{max} no contato	σ_{avg} no contato
55 T	838 mm (33”)	1269 MPa (184 kpsi)	848 MPa (123 kpsi)
70 T	838 mm (33”)	1407 MPa (204 kpsi)	938 MPa (136 kpsi)
95 T	914 mm (36”)	1462 MPa (212 kpsi)	972 MPa (141 kpsi)
125 T	965 mm (38”)	1538 MPa (223 kpsi)	1020 MPa (148 kpsi)

Observando a tabela 2.3, pode-se notar que os valores das tensões de contato, são bem maiores que o valor do limite de escoamento para o aço do trilho (~ 414 MPa).

A simulação em laboratório foi feita com o auxílio do dispositivo I.I.T-GMEMD, que simula o contato entre uma roda e um trilho na escala de $1/4.5$ em relação às dimensões reais de contato. Esse dispositivo consiste em 2 discos postos um sobre o outro, com seus eixos paralelos. Os eixos dos discos são ligados a motores elétricos que imprimem torque ao conjunto. O trilho é simulado pelo disco maior de diâmetro 36" (914 mm), o qual tem a mesma composição metalúrgica dos trilhos reais. A roda é simulada pelo disco menor de diâmetro 8" (203,2 mm). Esse disco menor tem um raio ortogonal de 1,665" (42,3 mm), que foi previamente definido com base na teoria de Hertz. O perfil do disco que simula o trilho é reto ($R_2 = \infty$). O carregamento aplicado é constante e é feito através de um mecanismo dotado de células de carga, o que permite medir a força em 3 direções independentes: longitudinal, lateral e axial. O valor desse carregamento é proporcional às dimensões dos disco que simulam a roda e o trilho e foi calculado com base nas equações da Teoria de Hertz. Utilizando os valores dos raios dos discos do dispositivo e os valores de tensão encontrados para as situações reais de carregamento, pode-se, através da Teoria de Hertz, calcular o valor do carregamento a ser aplicado em laboratório que corresponda aos valores de carregamentos reais aplicados em campo. O controle do ângulo de ataque da roda, ângulo de inclinação da roda com o trilho em relação ao eixo vertical, pode ser feito através da movimentação angular da base do motor que alimenta o disco maior.

Para o cálculo das tensões no contato, primeiramente mediu-se o valor da área de contato entre os 2 discos. Observou-se, que quando os dois discos são postos em contato, uma faixa definindo a largura da região de contato (semi – eixo menor da elipse) é impressa no disco menor (disco que simula a roda), a medida que o carregamento é aplicado e que os disco começam a girar. Essa região impressa no disco, é a área real de contato (A_r). Para que se possa definir o valor da área verdadeira de contato, é necessário conhecer o valor dos semi – eixos menor e maior da elipse impressa no disco. A largura da elipse está impressa no disco e pode ser medida, mas o comprimento do semi – eixo maior (direção longitudinal) não está impresso. Para que fosse possível determinar o valor desse semi – eixo, foi utilizado um adesivo desenvolvido pelo I.I.T no qual, quando colocado entre os 2 discos em contato e após a aplicação de um

carregamento vertical, a área de contato fica impressa em sua superfície. Medindo os dois semi – eixos da elipse impressa no adesivo, verificou-se que a razão entre eles dois concorda com o valor teórico da razão entre os semi – eixos calculados analiticamente (Teoria de Hertz). Sendo assim, definiu-se a área real como sendo a área de contato entre os dois discos. Essa área é dada pela equação 2.18.

$$A_r = \pi a_r b_r \quad (\text{Eq.2.18})$$

onde a_r e b_r são os semi – eixos maior e menor da elipse de contato. Da mesma forma, definiu-se a área medida, como sendo a área impressa no adesivo (equação 2.19)

$$A_m = \pi a_m b_m \quad (\text{Eq.2.19})$$

onde a_m e b_m são os semi – eixos maior e menor da elipse impressa no adesivo. Dividindo-se uma área pela outra, obtém-se:

$$\frac{A_r}{A_m} = \frac{a_r b_r}{a_m b_m} \quad (\text{Eq.2.20})$$

Como a razão entre os semi – eixos das elipses, real e medida, são constantes, define-se um fator de correção C dado pela equação 2.21

$$\frac{a_r}{a_m} = \frac{b_r}{b_m} = C \quad (\text{Eq.2.21})$$

Sendo assim, a relação entre a área real e a área medida fica:

$$A_r = C^2 A_m \quad (\text{Eq.2.22})$$

Foi medida a variação da área de contato em função dos ciclos de carga durante aproximadamente 15 horas. Para cada medida, manteve-se o carregamento aplicado constante. Foi considerado uma hora de operação da roda maior a 50 r.p.m., como correspondendo a 3000 ciclos de carga. Os resultados para 4 tipos de vagão (55T, 70T, 95T, 125T) estão plotados na figura 2.11. Os pontos marcados com “H”, são os valores das áreas calculadas com a teoria de Hertz.

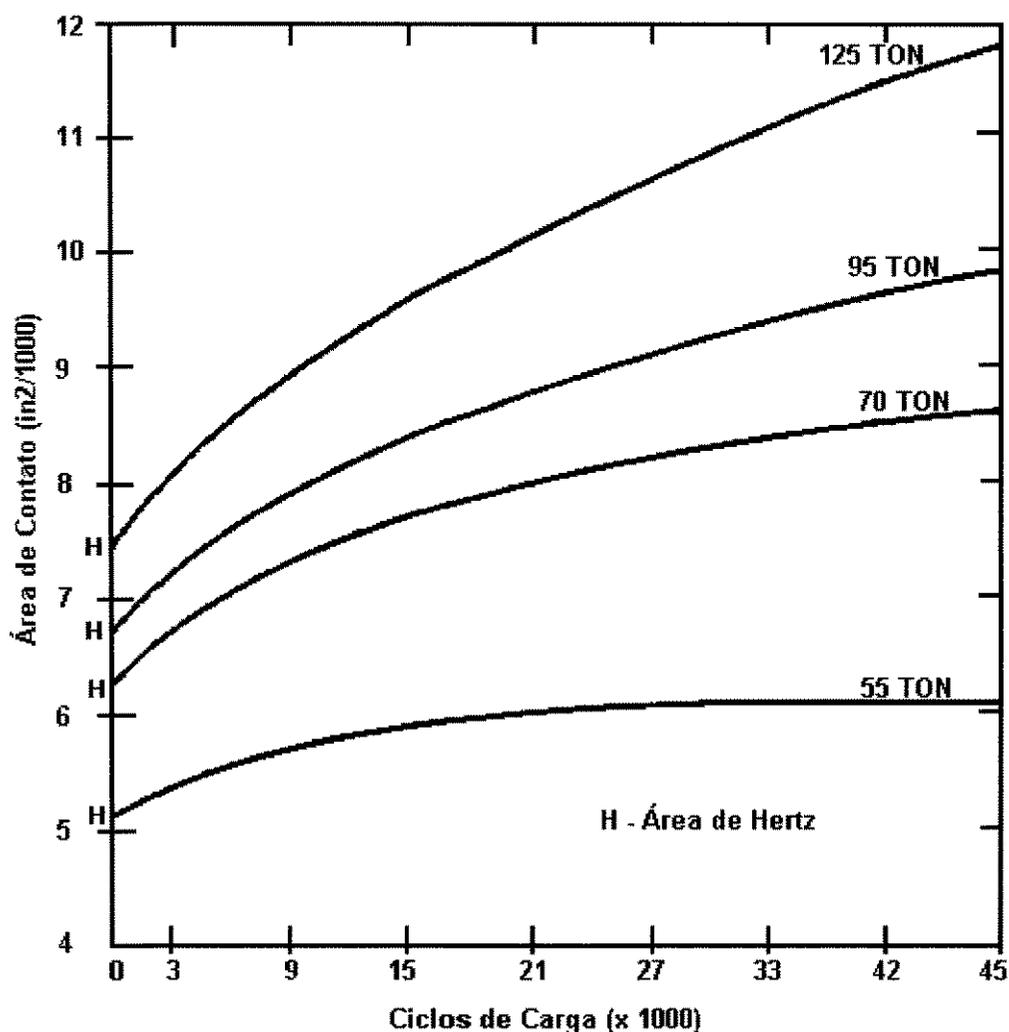


Figura 2.11: Curvas da área de contato *em função dos* ciclos de carregamento para diversos tipos de vagões em simulação de laboratório (Kumar, 1981). $1 \text{ in}^2 = 645 \text{ mm}^2$.

De posse dos dados apresentados no gráfico da figura 2.11, pode-se fazer as seguintes observações:

- A área de contato aumenta mais rapidamente para vagões mais pesados. Isso deve-se ao escoamento plástico e ao desgaste do material de ambos os discos usados na simulação em laboratório.
- A área de contato tende a se estabilizar mais cedo para os vagões mais leves (55T e 70T). Segundo Kumar, isso se deve ao fato do escoamento plástico continuar ocorrendo por um longo período para os vagões mais pesados.
- Pode-se observar que a área de contato calculada pela teoria de Hertz é a área verdadeira, apenas por alguns instantes. A área de contato após algumas horas em serviço sempre será maior do que aquela calculada por Hertz.

A tensão de contato média foi plotada na figura 2.12, a partir dos dados da figura 2.11, em função dos ciclos de carga, para diversos vagões.

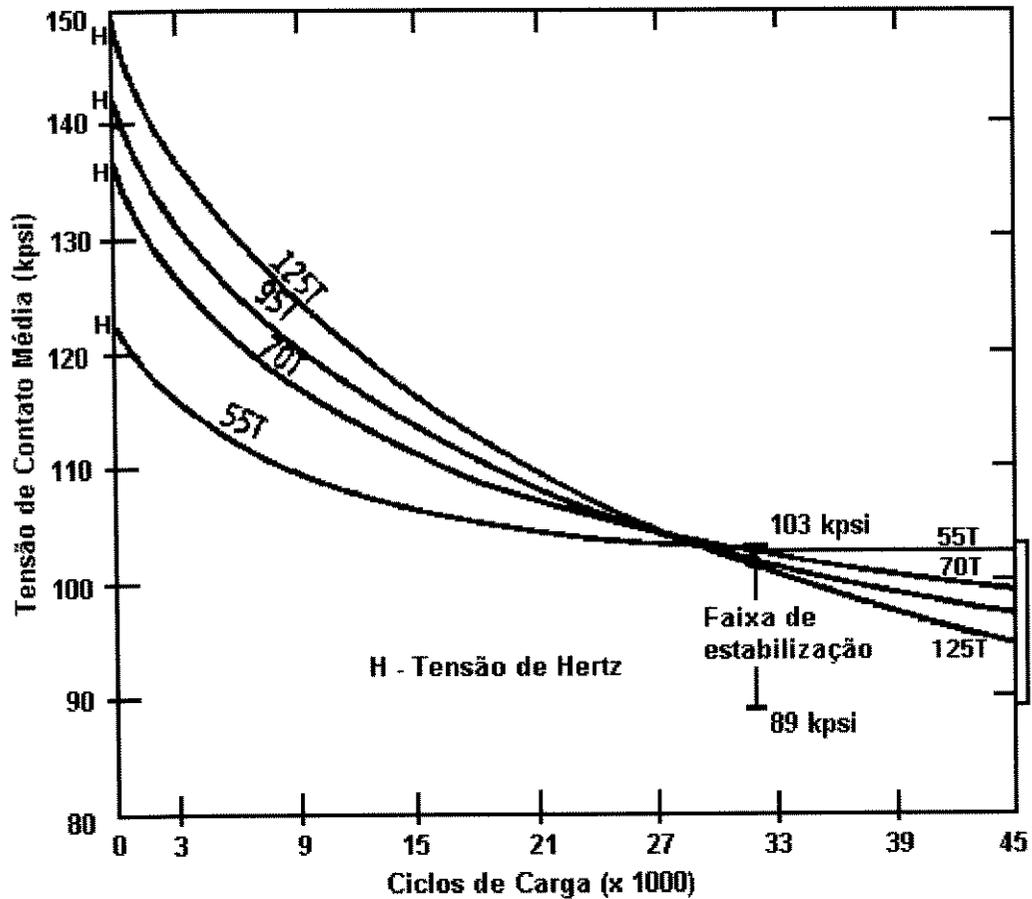


Figura 2.12: Curvas da Tensão de contato *em função de* ciclos de carregamento para diversos tipos de vagões, em simulação de laboratório (Kumar, 1981). 1kpsi = 6,9 MPa.

Das tensões plotadas na figura 2.12, pode-se notar que, quando o número de ciclos de carga aumenta, a tensão de contato decresce até uma faixa de valores, onde permanece estável. Isso ocorre para todos os tipos de vagões. Para vagões mais pesados os valores de tensão de estabilização são menores, mostrando a influência do escoamento plástico. Observando-se o gráfico, nota-se que as tensões para os diversos tipos de vagões decrescem, convergindo para valores entre 607 e 710 MPa (88 e 103 kpsi). Essa faixa de valores é chamada de “*faixa de estabilização*”. Para os vagões de 95T e 125T, nota-se que as suas curvas de tensão *em função dos* ciclos de carga ainda não atingiram um valor estável para 45000 ciclos de carga. A fim de que a estabilização fosse atingida, dois testes adicionais foram feitos, utilizando os vagões de 70T

e 95T para um total de 120000 ciclos de carga. O gráfico com as tensões para os 2 vagões, é mostrado na figura 2.13.

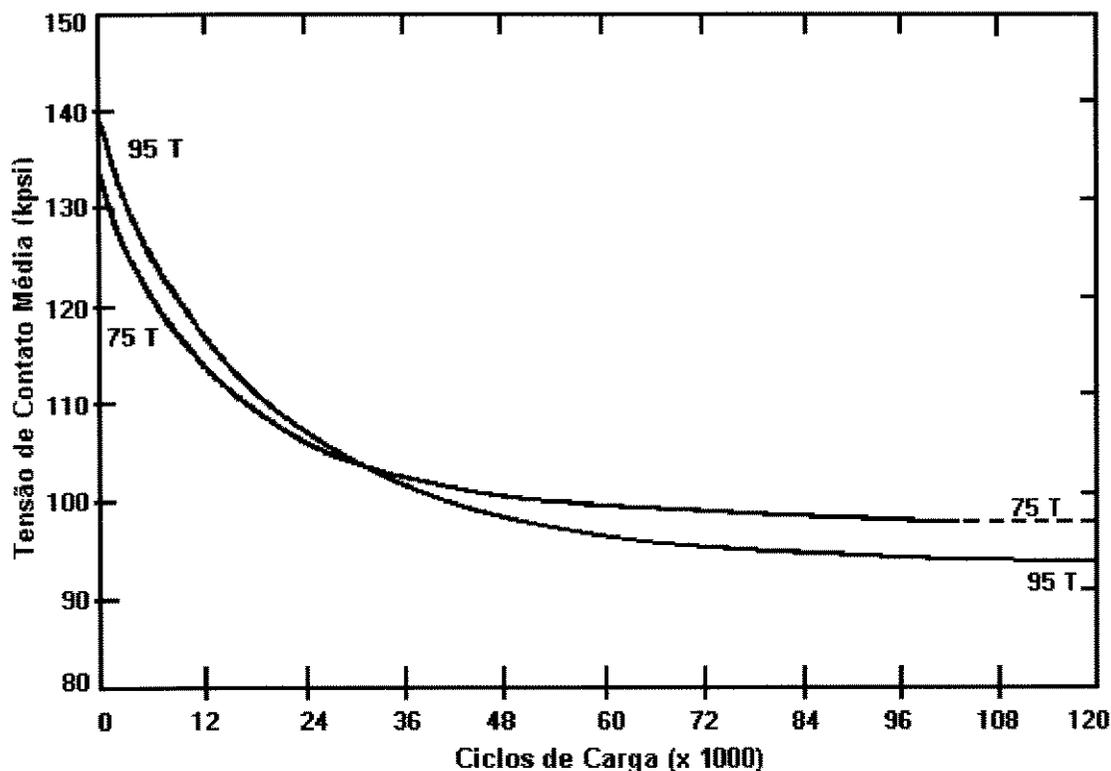


Figura 2.13: Curvas da Tensão de contato *em função dos* ciclos de carregamento para vagões de 70T e 95T em simulação de laboratório (Kumar, 1981). 1 kpsi = 6,9 MPa.

Através desse gráfico, pode-se observar que após 120000 ciclos de carga as tensões para vagões de 95T e 70T se estabilizam em valores satisfatórios, correspondentes a 641 MPa e 670 MPa respectivamente. Essa redução de tensão é consequência do aumento da área de contato, que por sua vez é devido ao desgaste provocado pelo elevado número de ciclos de carga.

Para as medidas realizadas em campo, foi utilizado o mesmo adesivo desenvolvido pelo I.I.T. No cálculo das tensões de contato foram testadas apenas rodas de 36" (914,4 mm) e um vagão de 120 toneladas (263000 lbs). As áreas medidas foram corrigidas utilizando-se a equação

2.18. As áreas medidas são de rodas em diversos vagões trafegando em tangente, considerando rodas novas e via levemente desgastada. A tensão média teórica calculada por Hertz, para essas condições, é de 979 MPa (142 kpsi). Os resultados estão na tabela 2.4. Pode-se observar que alguns valores de tensão calculados através de medidas em campo se encontram dentro da faixa de estabilização encontrada por Kumar nas medições feitas em laboratório.

Tabela 2.4: Tensão de contato calculada a partir medições feitas em campo para diversas rodas de 36” (914,4 mm) e vagão de 120 toneladas.

Medição	Área medida	Área corrigida	σ_{avg} no contato
1	245 mm ²	174 mm ²	841 MPa
2	297 mm ²	206 mm ²	710 MPa
3	258 mm ²	181 mm ²	814 MPa

A partir dos 3 métodos usados para obter as tensões no contato, Kumar concluiu que as rodas e os trilhos (novos) não permanecem com seus perfis iniciais por muito tempo. Isso se deve ao desgaste e ao significativo escoamento plástico inicial, proveniente das elevadas tensões de contato para rodas e trilhos novos. Esse fenômeno, segundo Kumar, é chamado de “instabilidade de perfil”. Essa instabilidade é encontrada com mais facilidade em vagões de 100 e 125 toneladas. Os perfis de roda e trilho usados atualmente na ferrovia americana não são considerados apropriados para vagões de alto carregamento, de acordo com Kumar.

Em 1983, Kumar, dando continuidade a seus estudos sobre o contato roda-trilho através de medições feitas em laboratório, investigou as tensões de contato roda-trilho de uma locomotiva de ferrovia americana, utilizando o mesmo dispositivo de ensaios I.I.T-GMEMD usado anteriormente. Os ensaios foram feitos para as condições de frenagem e tração. Para tanto, foram considerados três valores para o coeficiente de fricção (μ): 0,02; 0,15; 0,25. Também foi usada a técnica de medição de área de contato através do adesivo desenvolvido pelo I.I.T. O principal objetivo desse seu estudo foi confirmar a existência da faixa de valores de tensão de contato estável, já que essas tensões diminuem ao longo da vida em serviço da roda e do trilho.

Através de ensaios feitos para determinar a variação da área de contato em função do coeficiente de atrito e do número de ciclos de carga, Kumar notou que as áreas crescem mais rápido para valores maiores de coeficiente de atrito. Isso pode ser explicado devido ao escoamento plástico e ao desgaste dos disco do dispositivo para altos valores de μ . Foi observado também, que a área de contato assume uma forma retangular, para altos valores de coeficiente de atrito. Nos ensaios feitos com $\mu = 0,02$, a forma da área de contato é levemente alongada na direção longitudinal, fazendo com que a forma da região de contato permaneça elíptica por mais tempo. Para os ensaios com $\mu = 0,25$, o desgaste é muito mais alto que com $\mu = 0,02$, tornando a superfície de contato retangular mais cedo. A determinação desse formato retangular da área de contato foi possível através da técnica de medida da área de contato com adesivos especiais.

Kumar também observou, a partir da curva do gráfico do coeficiente de atrito (μ) em função do microescorregamento longitudinal (ξ_x), que para um determinado valor de μ , o valor correspondente ao microescorregamento é maior para a tração do que para a frenagem da locomotiva.

Para a determinação das tensões no contato Kumar traçou o gráfico das tensões normais em função do coeficiente de atrito (Figura 2.14). Pode-se notar que a faixa de estabilização das tensões para as locomotivas se encontra um pouco abaixo do intervalo de tensões determinado anteriormente por Kumar para vagões de carga (Kumar, 1981).

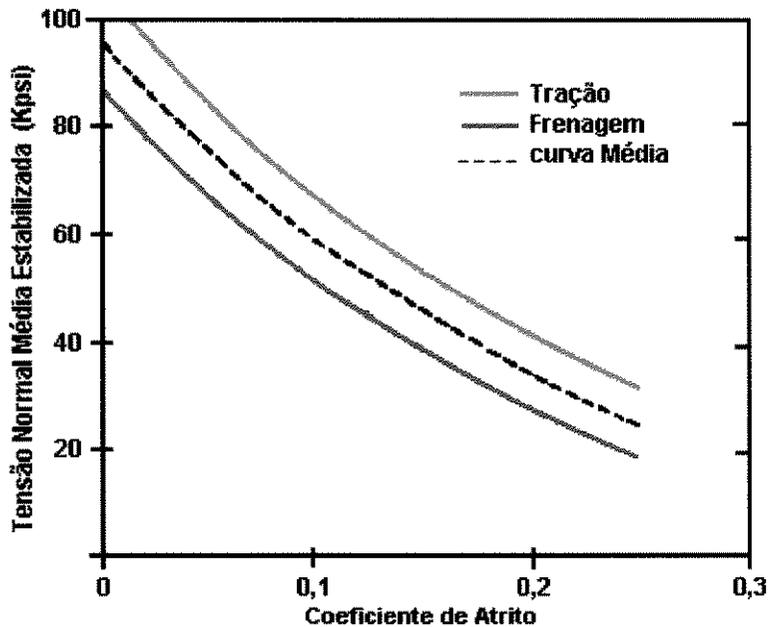


Figura 2.14: Curva da Tensão normal média estabilizada *em função do* coeficiente de atrito, para locomotivas, em simulação de laboratório (Kumar, 1983). 1 kpsi = 6,9 MPa.

Segundo Kumar, se somente locomotivas operassem sobre os trilhos (causando tração), com um coeficiente de atrito de 0,09, a tensão de contato estável para os perfis de roda usados atualmente seria de 448 MPa (65 kpsi) aproximadamente. Como isso é praticamente impossível, já que uma locomotiva opera com mais de 30 vagões acoplados, os trilhos sofrem então, maior influencia dos vagões de carga, que pesam 100 toneladas (tensão estável entre 607 e 710 MPa). Com base nisso, Kumar propôs que um intervalo de tensão estável entre 517 a 552 MPa representaria a condição real.

Dentre as sugestões dadas por Kumar no sentido de obter valores de tensão de contato mais baixos, pode-se citar o aumento da área de contato, através do aumento do comprimento da região de contato (aumentando o diâmetro da roda) ou o aumento da largura do contato (mudanças no perfil da roda e do trilho). Kumar concluiu que aumentar o diâmetro da roda teria um efeito muito menor que mudar os perfis da roda e do trilho, no que diz respeito à redução de tensões. Mudanças no perfil do trilho se revelaram mais simples do que mudanças no perfil da roda, embora com custo de implantação elevado.

Em 1989, Kumar determinou o efeito da relação entre os raios ortogonais do perfil da roda e do boleto do trilho na tensão de contato. Ele mostrou que as tensões no contato podem ser reduzidas significativamente quando são feitas algumas mudanças nos raios de curvatura do trilho e da roda. Para tanto, Kumar utilizou a teoria de Hertz considerando primeiramente o contato roda-trilho como sendo modelado pelo contato cilindro-cilindro. Essa consideração inicial foi feita porque com o desgaste e deformação plástica do material da roda e do trilho, a área de contato tem tendência a crescer, assumindo a forma retangular. A largura da área de contato (sentido perpendicular ao rolamento) é de aproximadamente 1". O comprimento $2a$ do retângulo de contato é calculado com auxílio da Teoria de Hertz. Para esses cálculos, foram adotados os raios ortogonais da roda e do trilho (boleto) infinitos. Os valores de tensão achados, considerando o modelo de contato cilindro-cilindro, foram chamados de "limite inferior de tensão de contato".

A região de contato entre a roda e um trilho tem forma elíptica, segundo a Teoria de Hertz. Para calcular a área de contato e a sua tensão máxima, pode ser aplicada a solução clássica proposta por ele (in Norton, 1998). As tensões de contato dependem do tamanho da área de contato. Essa, por sua vez, depende da intensidade do carregamento vertical aplicado e dos raios dos corpos em contato. Essas tensões podem ser reduzidas com o aumento desta área entre os corpos. O aumento de área pode ser consequência de uma combinação do aumento do raio do boleto do trilho e o aumento do raio ortogonal da roda (banda de rodagem).

Utilizando-se a teoria de Hertz, Kumar calculou a tensão máxima no contato roda-trilho (σ_{max}). Os carregamentos usados, corresponderam à vagões de 70, 95, 100, 125 toneladas, o que corresponde a 8,75; 11,87; 12,50; 15,62 toneladas por roda, respectivamente. As tensões foram calculadas em função do raio de curvatura da roda, variando de 10 a 35 polegadas, do diâmetro da roda (33", 36", 38", 40", 44") e do raio do boleto do trilho (10", 15", 20", 25", 30"). Foram calculadas também as tensões supondo o raio de curvatura da roda como infinito (∞). Para aumentar a área de contato, Kumar propôs uma curvatura côncava para o perfil da roda nova, em vez de um perfil cônico de raio ortogonal infinito, e também um raio do boleto do trilho com uma curvatura menos acentuada.

Baseado nas tensões calculadas, Kumar determinou um intervalo para os raios da curvatura da roda e do boleto do trilho, que são ideais para todos os diâmetros de roda e carregamentos utilizados. Esse intervalo para o raio do boleto do trilho é de 15” a 20” e para o perfil da roda é de 22” a 30”. Esse intervalos, correspondem a tensões que variam de 910 a 1062 MPa.

As mudanças feitas, tanto no raio de curvatura da roda como no trilho, acarretam conseqüências benéficas, dentre as quais pode-se citar:

- Desgaste mínimo da roda e do trilho, com estabilização dos seus perfis e rápida estabilização das tensões de contato em valores iniciais bem baixos;
- Considerável redução de danos por fadiga, “shelling” e fraturas transversais;
- Aumento da vida em serviço da roda.

Kumar (Kumar, 1989), concluiu que rodas de 36” e 42” de diâmetro são ideais para vagões de 100 e 125 toneladas respectivamente.

Nayak, em 1991, propôs um método para calcular a distribuição de tensão para o caso de contato não-Hertziano, utilizando a Teoria de Hertz. Seu modelo de contato foi baseado no contato cilindro – cilindro e, portanto, com a área de contato em forma retangular. Segundo Nayak, para casos de contato não-hertziano, o problema da obtenção das dimensões da área de contato, pode ser equacionado com o quadrado do semi-eixo da área de contato (b) sendo representado por um polinômio, que é função da direção longitudinal (x) da área de contato. Esse polinômio é dado pela equação 2.23.

$$b_x^2 = A + Bx^2 + Cx^4 + Dx^6 \quad (\text{Eq.2.23})$$

onde A, B, C, D, são coeficientes a serem determinados.

Os coeficientes desse polinômio podem ser determinados através da área de contato impressa em um fino revestimento de cobre, que é aplicado em uma superfície plana de um cilindro, que é posto em contato com outro cilindro através de um carregamento aplicado entre eles. Com a área de contato impressa, toma-se os valores da abcissa (x) e o valor correspondente a largura (b), para alguns pontos pertencentes ao contorno da área de contato. Substituindo esses valores no polinômio proposto por Nayak, obtém-se um sistema de equações para a sua determinação. A pressão em qualquer ponto da região de contato, pode ser calculada através da equação 2.24,

$$P_x = \frac{b_x}{R_y} \sqrt{\frac{E' K'}{\pi}} \quad (\text{Eq.2.24})$$

onde b_x é o comprimento do semi-eixo da área de contato, dado pelo polinômio; R_y é o valor do raio equivalente dos corpos em contato; E' é o módulo de elasticidade equivalente entre os corpos em contato e K' é uma constante dada pela equação 2.25 e que é função do carregamento normal aplicado N .

$$K' = \frac{N}{\int_a^b \frac{b_x^2}{R_y} dx} \quad (\text{Eq.2.25})$$

Segundo Nayak, seu método proposto para determinação das tensões para contato não-hertziano (não é válida a Teoria de Hertz) entre dois corpos elásticos tem uma boa precisão quando comparado com valores obtidos através da teoria clássica de Hertz. Esse método também pode ser usado para o caso de contato roda-trilho, no qual a forma da região de contato é uma elipse.

Em 1992, Kumar realizou duas simulações em dispositivos de laboratório para investigar a tensão limite máxima (“Threshold stress”) no contato roda-trilho, através da medição do desgaste do material em contato após um determinado número de ciclos de carregamento. Segundo Kumar, vagões de alta capacidade de carregamento produzem tensões de contato iniciais (roda / trilho novos) calculadas por Hertz da ordem de 1379 MPa (200 kpsi). Existe um valor inicial de “tensão limite”, que se for excedido resulta em um crescimento acentuado das taxas de desgaste tanto da roda, como do trilho. O valor dessa tensão limite, segundo Kumar (1989), é também de aproximadamente 1379 MPa.

Os dispositivos usados nos experimentos estão em escalas de “1/15” e “1/4,5” em relação as medidas reais. Foram usados 2 discos, um grande e outro pequeno, que simulavam o trilho e a roda respectivamente. As propriedades metalúrgicas dos 2 discos são similares as da roda e do trilho.

O dispositivo menor (escala 1/15) foi desenvolvido pelo I.I.T e tem como objetivo estudar qualitativamente as tensões calculadas. O dispositivo maior (escala 1/4,5) foi construído pelo consórcio IIT-GMEMD e foi usado anteriormente por Kumar (Kumar, 1981) para o cálculo de tensões no contato roda-trilho.

No o dispositivo menor foi usado um disco de 63,5 mm (2,5”) de diâmetro e raio de curvatura infinito, afim de simular a roda de 965 mm (38”) de tamanho real. O trilho foi substituído por um disco de 76,2 (3”) de diâmetro. O raio de curvatura desse disco (simulando o raio o boleto do trilho), foi alterado visando variar as tensões de contato iniciais. O carregamento foi mantido constante para todos os experimentos realizados nesse dispositivo. Seu valor de laboratório foi calculado através da teoria de Hertz e corresponde a 22 N de carregamento, que equivale em campo a um carregamento de 173 kN (vagão de 140 toneladas aproximadamente).

No dispositivo maior foi usado um disco de 203,2 mm (8”) de diâmetro para simular uma roda de 965 mm (38”) de tamanho real e um disco de 914,4 mm (36”) de diâmetro para simular o trilho. O raio do perfil desse disco (boleto do trilho) é infinito. Nesse dispositivo, variou-se o tamanho do raio de curvatura do disco menor (203,2 mm) com o objetivo de alterar os valores de

tensão, já que o carregamento de laboratório manteve-se constante no valor de 5 kN para todos os ensaios.

Para o dispositivo menor foram feitos cinco ensaios com cinco valores diferentes raio de curvatura do disco maior (trilho). Para o dispositivo maior, foram feitos o mesmo número de ensaios, só que adotando cinco valores diferentes para o raio de curvatura do disco menor (roda). Todos os outros parâmetros foram mantidos constantes para os dois dispositivos.

Foram traçados o volume desgastado do material pelo número de ciclos do disco menor (roda), para cada ensaio em ambos os dispositivos. O volume desgastado se refere à quantidade de material que é de fato perdida durante os ensaios. Esse volume foi determinado comparando o perfil gasto dos discos, ao longo dos ensaios, com o perfil original (novo). Os gráficos com os resultados são mostrados nas figuras 2.15 e 2.16.

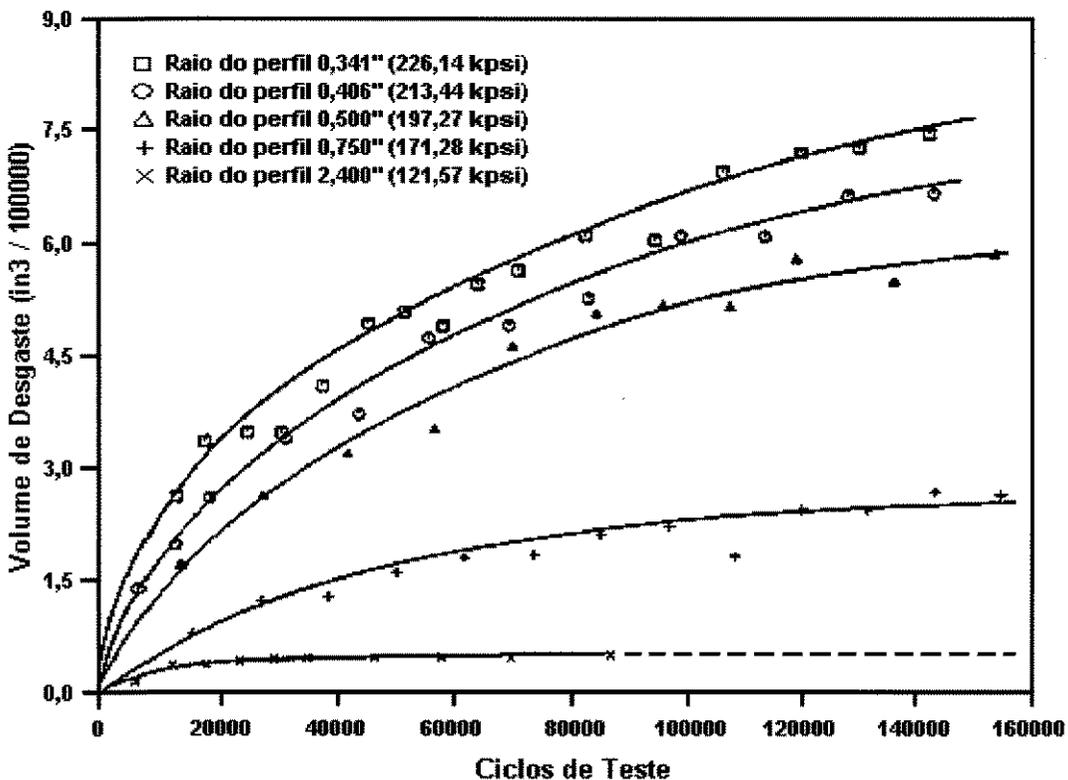


Figura 2.15: Volume desgastado em função dos ciclos de teste para o dispositivo menor, para vários raios do perfil da roda (Kumar, 1992). $1 \text{ in}^3 = 16,4 \text{ cm}^3$. $1 \text{ kpsi} = 6,9 \text{ MPa}$.

Pode-se notar através das figuras 2.15 e 2.16, que a inclinação das curvas de desgaste diminui quando aumentam o número de ciclos. Isso se deve a fato de que o desgaste e a plasticidade aumentam a área de contato e, conseqüentemente, diminuem as tensões de contato.

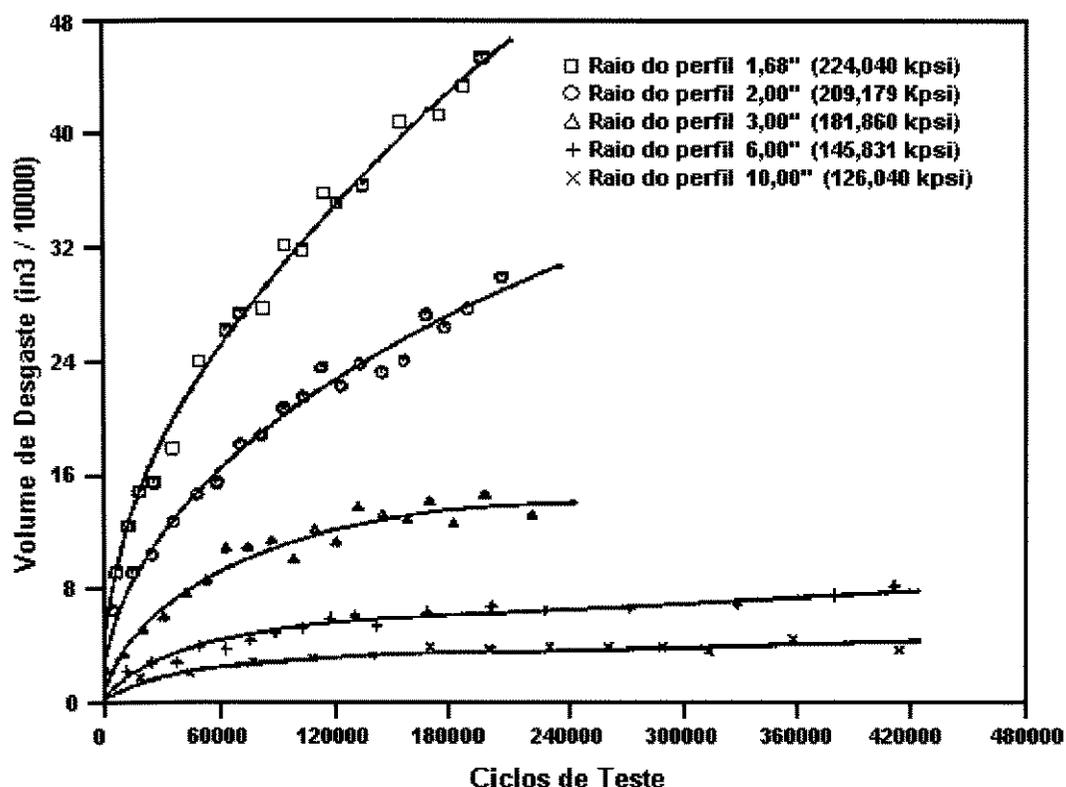


Figura 2.16: Volume desgastado *em função* dos ciclos de teste para o dispositivo maior, para vários raios do perfil do trilho (Kumar, 1992). $1 \text{ in}^3 = 16,4 \text{ cm}^3$. $1 \text{ kpsi} = 6,9 \text{ MPa}$

Observando os resultados dos ensaios feitos no dispositivo menor (Figura 2.15), nota-se que a maioria dos ensaios terminam na faixa dos 140000 ciclos, com exceção do ensaio para o raio de perfil de 61 mm (2,4") que termina em um valor menor. Definindo a taxa de desgaste como sendo a inclinação da reta tangente às curvas da figura 2.15, no ponto correspondente ao valor de 140000 ciclos, foram plotadas (Figura 2.17) as taxas de desgaste em função dos valores da máxima tensão inicial de contato. Observando-se esse gráfico, pode-se notar que as taxas aumentam bruscamente a partir de um certo valor de tensão. Esse valor é de aproximadamente

1103 MPa (160 kpsi). Esse valor entretanto não pode ser tomado como verdadeiro, pois um critério de ensaio não foi completamente satisfeito para toda duração dos testes. O limite do ângulo de contato (0,75 radianos) foi ultrapassado. Como consequência, esses resultados devem ser tratados como qualitativos, segundo Kumar.

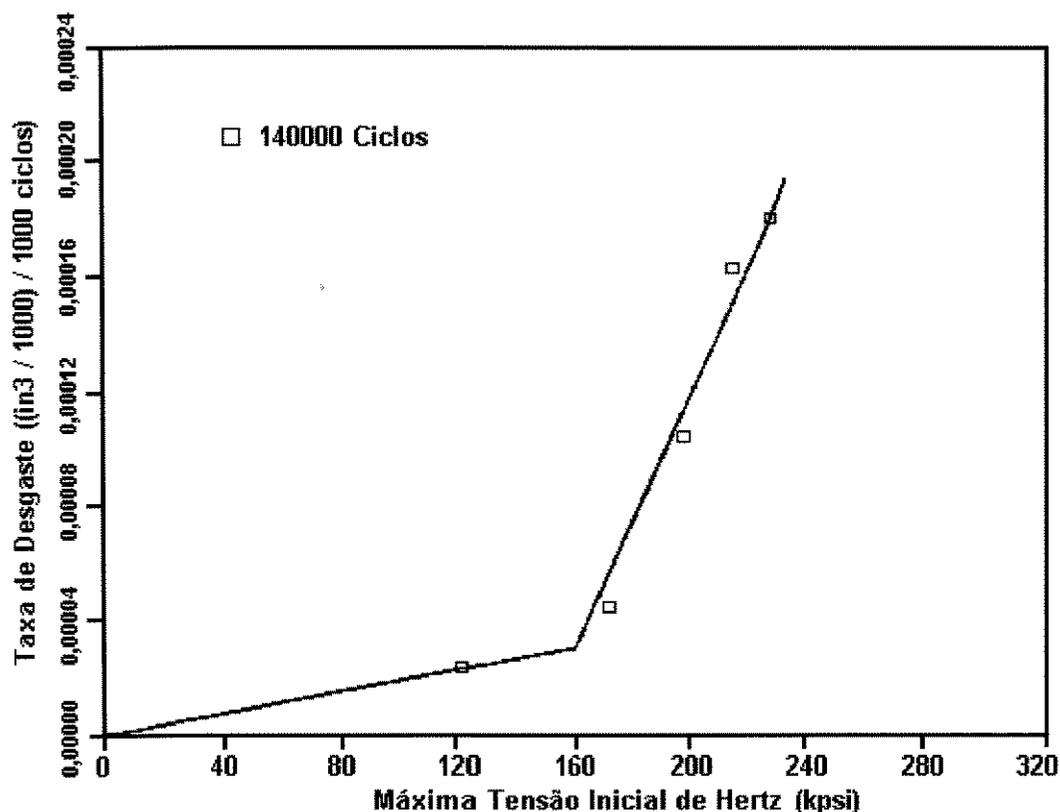


Figura 2.17: Taxa de desgaste *em função da* máxima tensão inicial de Hertz. Dispositivo menor. (Kumar, 1992). $1 \text{ in}^3 = 16,4 \text{ cm}^3$. $1 \text{ kpsi} = 6,9 \text{ MPa}$.

Os resultados do dispositivo maior mostraram uma certa uniformidade dos valores finais de ciclos de carga dos cinco ensaios feitos. Esse valor é de aproximadamente 188000 ciclos. Os ensaios para os perfis de roda de 152,4 mm (6") e 254 mm (10") foram conduzidos para um maior número de ciclos de carga (400000 ciclos), pois seus valores iniciais de tensão eram muito baixos. Um maior número de ciclos de carga acarretaria maior desgaste do material, o que

permite medir o valor do volume de desgaste com maior precisão. Observa-se pela figura 2.18, que a partir de 1379 MPa (200 kpsi) a taxa de desgaste aumenta rapidamente. Esses resultados, por não ter havido a violação no limite do ângulo de contato, podem ser tratados tanto como qualitativos quanto quantitativos.

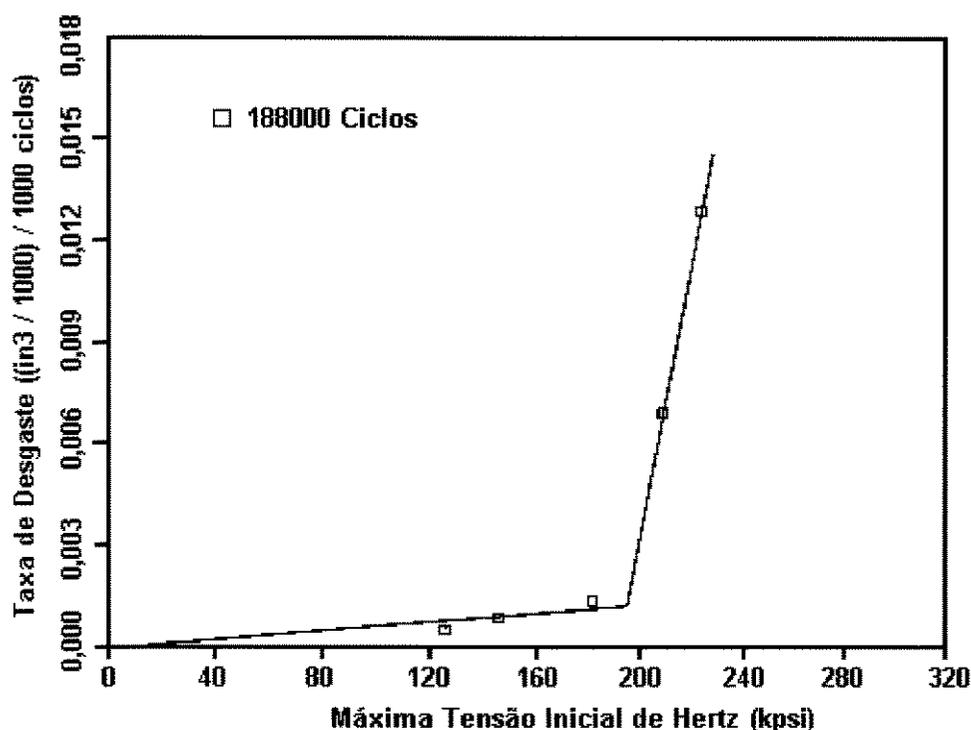


Figura 2.18: Taxa de desgaste *em função da* máxima tensão inicial de Hertz. Dispositivo maior (Kumar, 1992). 1 in³ = 16,39 cm³. 1 kpsi = 6,9 MPa.

Kumar concluiu que a estabilização das taxas de desgaste é função da tensão máxima de contato. Essa tensão tem um valor que, se excedido, provoca um aumento considerável nas taxas de desgaste. Esse valor, chamado de “tensão limite de contato”, é de aproximadamente 1379 MPa (200 kpsi). Os valores de tensão no contato, devem ser mantidos abaixo dessa tensão limite. Segundo Kumar, isto reduziria significativamente o desgaste e a degradação tanto do trilho quanto da roda.

Em 1997, Barbosa verificou experimentalmente o valor do coeficiente de rigidez tangencial lateral de contato, calculado anteriormente por Kalker (1979). Os ensaios foram realizados, no “Institut National de Recherche sur le Transporte et leur Securite”, na França. Foi utilizado um dispositivo que consiste de uma roda guiada por um sistema deslizante retilíneo, que rola sobre uma superfície plana. Além disso, existe um sistema de medição da força lateral e do ângulo de ataque da roda (ângulo de “yaw”). A carga vertical é aplicada sobre o eixo da roda. A instrumentação para a medição do ângulo de ataque deve ter precisão suficiente para medir ângulos da ordem de décimos de miliradianos.

Foram medidos diversos valores da força lateral e do ângulo de ataque da roda, para condição de pista seca e com óleo. O gráfico da força lateral em função do ângulo de ataque da roda mostra a curva com os pontos medidos. Esse gráfico é mostrado na figura 2.19 para a condição de pista com óleo.

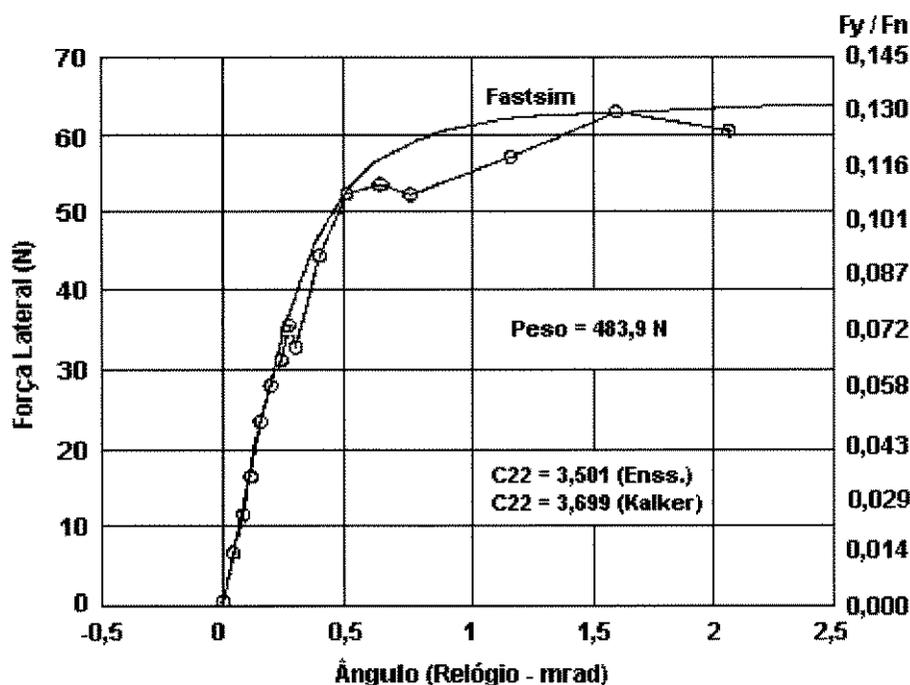


Figura 2.19: Gráfico dos dados experimentais e da curva calculada traçada com auxílio da rotina de FASTSIM (Barbosa, 1997).

O coeficiente de rigidez lateral (C_{22}), pode ser obtido através da inclinação da curva experimental (tangente do ângulo), para pontos próximos a origem. Foi utilizado um conjunto de pontos para obter um valor de rigidez suficientemente representativo. O valor experimental obtido foi $C_{22} = 3,501$, e o valor calculado através da rotina de FASTSIM, $C'_{22} = 3,699$. Observa-se uma boa concordância entre os valores experimentais e os valores obtidos através da Teoria de Kalker (Kalker, 1982). Podem ser encontrados outros gráficos experimentais para a condição de pista seca e com óleo e para diversos carregamentos em outros trabalhos descrevendo os testes (Barbosa, 1997; Barbosa, 1999).

Capítulo 3

Teorias e Métodos

Este capítulo apresenta as teorias e métodos usados nesse trabalho para determinação das tensões no contato roda-trilho e conseqüente estimativa da vida da roda em serviço. Foram utilizadas duas teorias analíticas (Hertz e Kalker) e o método de elementos finitos, através de software computacional (ANSYS 5.4).

3.1 Teoria de Hertz

A primeira teoria desenvolvida para explicar o fenômeno de contato entre dois corpos foi apresentada por Hertz, no fim do século passado (in Johnson, 1985), conforme descrito no capítulo 2. Segundo Hertz, quando dois sólidos de perfil curvo são postos em contato, eles inicialmente se tocam em um ponto (contato entre duas esferas ou entre uma esfera e um plano) ou ao longo de uma linha (contato entre cilindros). Quando é aplicado um carregamento à esses sólidos em contato, eles se deformam próximo ao ponto inicial de contato, formando entre eles uma área finita. Essa área é normalmente muito pequena quando comparada às dimensões dos dois sólidos.

Para determinar as forças e tensões que atuam no contato, é de extrema importância a estimativa das dimensões e da forma da área de contato. A teoria de Hertz é amplamente usada, inclusive em outras teorias (Kalker, 1967), para determinar essa área de contato.

O tipo de contato estudado por Hertz é estático, isto é, não considera os movimentos de translação e rotação entre os corpos. A Teoria de Hertz também pode ser empregada para o estudo de contato entre corpos em rolamento puro, isto é, não havendo o deslizamento entre eles. Em sua teoria, Hertz considera os corpos em contato como sendo elásticos, ou seja, as deformações produzidas entre os corpos são totalmente reversíveis. Apesar de ter direcionado seu trabalho considerando apenas a elasticidade de um sólido quando este está sob uma certa pressão de contato, Hertz não considerou que, a depender da magnitude dessa pressão, pode haver um escoamento do material em contato. Isso deveu-se à dificuldade de determinar o ponto inicial de escoamento do material sob a ação das tensões normais de contato. Um conhecimento mais profundo da elasticidade, resistência e escoamento do material sob a ação de tensões que levam ao escoamento só iria acontecer mais tarde, com o desenvolvimento da teoria da plasticidade.

Existem basicamente três modelos empregados para o estudo do contato entre corpos rolantes que utilizam a teoria de Hertz:

- Contato elíptico (caso geral).
- Contato cilindro – cilindro.
- Contato esfera – esfera..

Cada corpo em contato, possui basicamente dois raios de curvatura, localizados em planos perpendiculares entre si. O modelo cilindro – cilindro é um caso particular de contato elíptico, no qual um dos raios de curvatura de cada corpo é infinito. O modelo esfera – esfera é outro caso particular de contato elíptico, no qual cada corpo tem apenas um raio de curvatura ou um dos corpos possui o raio infinito (contato esfera – plano).

Para o contato entre uma roda ferroviária e um trilho, o modelo que melhor representa o contato, é o contato elíptico, isto é, o modelo para um caso geral de contato. O modelo cilindro – cilindro também pode ser usado como uma aproximação razoável, como será visto a diante.

3.1.1 Contato Elíptico de Hertz

Quando dois corpos convexos são postos em contato a “região de contato” é representada por um ponto, caso nenhum carregamento seja aplicado no sentido de comprimi-los. Quando um carregamento é aplicado surge necessariamente uma área de contato. Caso isso não ocorresse, as tensões desenvolvidas no contato seriam infinitas, pois a área seria extremamente pequena. Como se sabe, as tensões de contato reais são determináveis e têm valores finitos. Hertz, em seus experimentos com lentes cilíndricas de vidro descritos no capítulo 2, observou que, após a aplicação de um carregamento, a região formada no contato tem a forma elíptica (Figuras 2.1 e 2.2).

No contato roda-trilho, tanto a roda como o trilho são modelados como se fossem cilindros com os seus eixos principais perpendiculares entre si. Quando é aplicada uma carga vertical entre ambos, forma-se uma área elíptica na região de contato devido à deformação dos corpos (Figura 3.1).

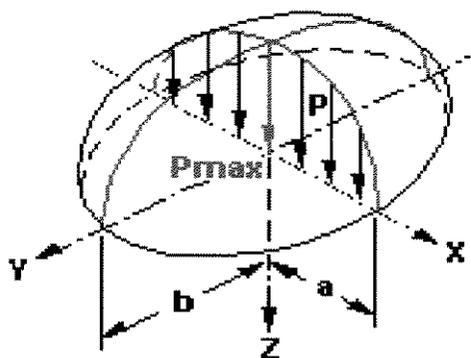


Figura 3.1: Esquema da elipse de contato e distribuição de pressão na região entre a roda e o trilho.

Para calcular os valores dos semi-eixos da elipse de contato (a e b) e, conseqüentemente, as tensões, deve-se primeiro determinar duas constantes geométricas, que são função dos raios de curvatura dos corpos em contato. Essa análise foi inicialmente feita por Hertz (in Timoshenko, 1970), para o caso geral de dois corpos de curvaturas conhecidas em contato.

Considerando primeiramente dois corpos em contato em um ponto “O”, origem do sistema de coordenadas cartesianas “ $x_1 y_1 z_1$ ” e “ $x_2 y_2 z_2$ ”, para os corpos 1 e 2 respectivamente. Os planos $x_1 y_1$ e $x_2 y_2$ são tangentes ao ponto de contato, como mostra a figura 3.2. A direção do eixo $y_{1,2}$ é perpendicular ao plano do papel.

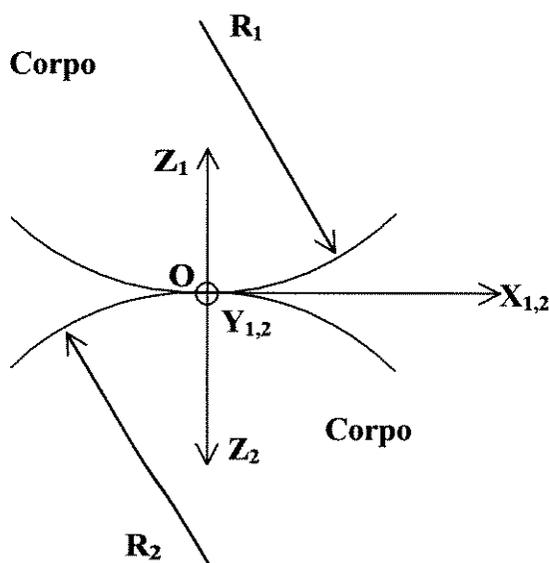


Figura 3.2: Esquema para definição das variáveis geométricas dos corpos 1 e 2.

As superfícies dos corpos 1 e 2, perto da região de contato, podem ser representados pelas equações de plano 3.1 e 3.2 respectivamente.

$$Z_1 = A_1 x_1^2 + B_1 y_1^2 + C_1 x_1 y_1 \quad (\text{Eq.3.1})$$

$$Z_2 = A_2 x_2^2 + B_2 y_2^2 + C_2 x_2 y_2 \quad (\text{Eq.3.2})$$

Considerando os valores somente no eixo x , os termos das equações acima que contém a variável y irão desaparecer. O mesmo acontece quando se considera a direção y , os termos que contém x somem. Com isso conclui-se que o termo xy irá sempre desaparecer quando forem consideradas as direções nos eixos $x_{1,2}$ e $y_{1,2}$. Dessa forma, para valores ao longo dos eixos x e y , as equações 3.1 e 3.2 podem ser rescritas como:

$$Z_1 = A_1 x_1^2 + B_1 y_1^2 \quad (\text{Eq.3.3})$$

$$Z_2 = A_2 x_2^2 + B_2 y_2^2 \quad (\text{Eq.3.4})$$

Rescrevendo as equações 3.3 e 3.4 em função dos raios de curvatura dos corpos, temos:

$$Z_1 = \frac{1}{2R_1} x_1^2 + \frac{1}{2R'_1} y_1^2 \quad (\text{Eq.3.5})$$

$$Z_2 = \frac{1}{2R_2} x_2^2 + \frac{1}{2R'_2} y_2^2 \quad (\text{Eq.3.6})$$

Os raios R'_1 e R'_2 , chamados de raios ortogonais dos corpos em contato e estão em um plano perpendicular ao plano dos raios R_1 e R_2 . Considerando que não existe inclinação entre os sistemas de coordenadas $x_1 y_1 z_1$ e $x_2 y_2 z_2$, conclui-se que os dois sistemas são paralelos, logo a distância entre dois pontos quaisquer dos corpos em contato, pode ser dada pela composição das equações 3.5 e 3.6.

$$Z_1 + Z_2 = \left(\frac{1}{2R_1} + \frac{1}{2R_2} \right) x^2 + \left(\frac{1}{2R'_1} + \frac{1}{2R'_2} \right) y^2 \quad (\text{Eq.3.7})$$

Comparando as equações 3.3 e 3.4 com a equação 3.7, pode-se obter o valor das constantes A e B , que são a soma das constantes “ $A_1 + A_2$ ” e “ $B_1 + B_2$ ”, respectivamente. Define-se então a soma “ $A + B$ ” com sendo:

$$A + B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2} \right) \quad (\text{Eq.3.8})$$

Os raios R_1 e R'_1 são os principais raios de curvatura do corpo 1. Eles representam o valor máximo e mínimo para qualquer combinação de raios de curvatura existentes no corpo. O mesmo acontece para os raios R_2 e R'_2 do corpo 2. A tensão, como será mostrado mais adiante, depende diretamente dos raios de curvatura das superfícies em contato. Logo, estes devem ser determinados com precisão.

Caso os eixos coordenados de cada um dos corpos estejam inclinados um em relação ao outro de um ângulo θ , define-se a diferença “ $B - A$ ” como sendo:

$$B - A = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \cos 2\theta \right]^{1/2} \quad (\text{Eq.3.9})$$

onde θ é o ângulo entre os planos que contém os raios R_1 e R_2 .

Para manter a notação original, as equações 3.8 e 3.9 serão chamadas de A e B respectivamente. Assim:

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2} \right) \quad (\text{Eq.3.10})$$

$$B = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \cos 2\theta \right]^{1/2} \quad (\text{Eq.3.11})$$

3.1.1.1 Contato Roda-Trilho

Para o caso específico de contato entre uma roda e um trilho, o raio R_1 é definido como sendo o raio principal de roda, correspondente ao seu diâmetro, como mostra a figura 3.3a. O raio R'_1 é o raio ortogonal ou de curvatura da roda. Esse raio está em um plano perpendicular ao raio R_1 (Figura 3.3b). Para os casos analisados, o raio R'_1 é infinito (perfil de roda cônico). Entretanto, tão logo ocorra o desgaste da roda, R'_1 terá um valor finito. O raio R_2 corresponde ao raio do boleto do trilho e está no mesmo plano do raio R'_1 (Figura 3.3b). Esse raio tem aproximadamente 10" (254 mm – trilho TR-57). O raio R'_2 é o raio descrito pelo trilho no seu comprimento. Como este é reto, esse raio terá valor infinito (Figura 3.3a). Por convenção, os raios de curvatura são considerados positivos se os seus centros estiverem dentro dos respectivos corpos. Caso contrário, serão negativos.

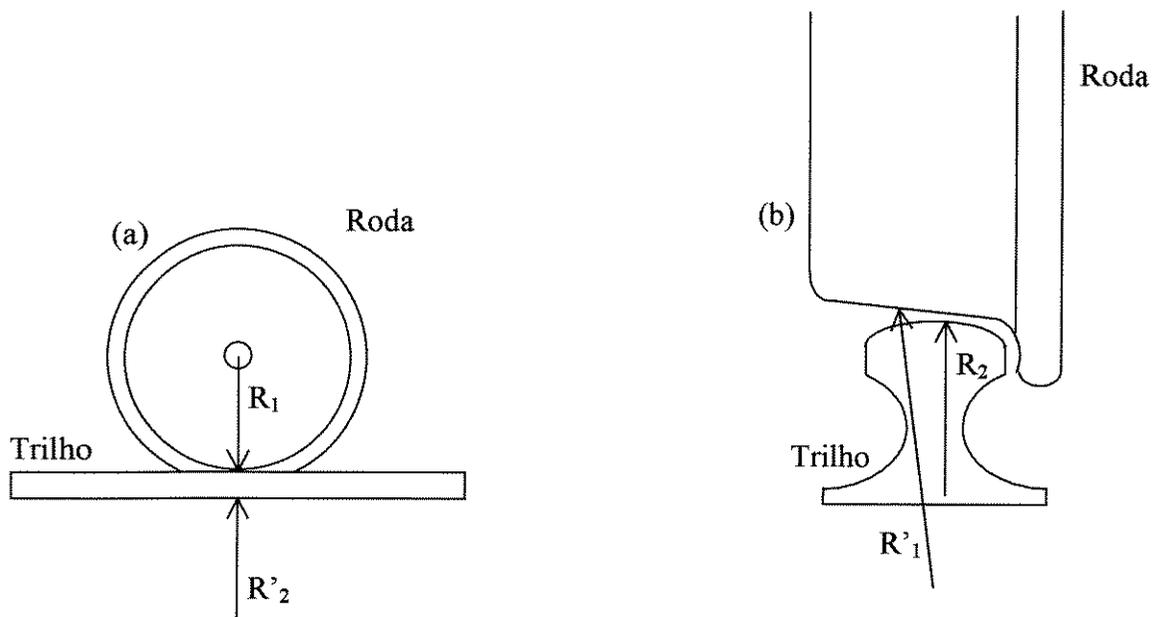


Figura 3.3: Contato roda – trilho. (a) vista lateral e (b) vista longitudinal.

Para determinação dos valores dos semi-eixos a e b da elipse de contato, é necessário determinar duas constantes geométricas, m_1 e m_2 , que são funções do módulo de elasticidade e do coeficiente de Poisson da roda e do trilho. Essas constantes são dadas pela equação 3.12.

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \qquad m_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \qquad (\text{Eq.3.12})$$

onde E_1, E_2 são os módulos de elasticidade e ν_1, ν_2 os coeficientes de Poisson da roda e do trilho respectivamente.

Os valores dos semi-eixos, a e b da elipse de contato, são dados pela equações 3.13 e 3.14.

$$a = K_a \sqrt[3]{\frac{3N(m_1 + m_2)}{4A}} \qquad (\text{Eq.3.13})$$

$$b = K_b \sqrt[3]{\frac{3N(m_1 + m_2)}{4A}} \qquad (\text{Eq.3.14})$$

Onde: A é a constante dada pela equação 3.10.

K_a e K_b , são constantes adaptadas por Hertz (in Dukkipati, 1988), que dependem indiretamente dos valores de A e B calculados pelas equações 3.10 e 3.11. Define-se então um parâmetro Φ , função das constantes A e B , como mostra a equação 3.15.

$$\Phi = \cos^{-1} \left(\frac{B}{A} \right) \qquad (\text{Eq.3.15})$$

Os valores de K_a e K_b são função do parâmetro Φ , e podem ser obtidos na tabela 3.1.

Tabela 3.1: Coeficientes K_a e K_b em função de Φ (in Dukipati, 1988).

Φ	K_a	K_b
0	∞	0
0,5	61,40	0,102
01	36,89	0,131
1,5	27,48	0,152
02	22,26	0,169
03	16,50	0,196
04	13,31	0,219
06	9,79	0,255
08	7,86	0,285
10	6,612	0,319
20	3,778	0,408
30	2,731	0,493
35	2,397	0,530
40	2,136	0,567
45	1,926	0,604
50	1,754	0,641
55	1,611	0,678
60	1,486	0,717
65	1,378	0,759
70	1,284	0,802
75	1,202	0,846
80	1,128	0,893
85	1,061	0,944
90	1	1

A pressão máxima no contato será na direção de aplicação do carregamento (direção vertical) e estará localizada na superfície e no centro da elipse de contato. A medida que o ponto analisado se desloca para as bordas da elipse, o valor da pressão diminui até atingir o valor nulo, como mostra a figura 3.1. O valor de pressão máxima é dado pela equação 3.16.

$$P_{\max} = \frac{3N}{2\pi ab} \quad (\text{Eq.3.16})$$

A pressão média aplicada na região de contato será o próprio carregamento vertical dividido pela área da elipse de contato, como mostra a equação 3.17.

$$P_m = \frac{N}{\pi a b} \quad (\text{Eq.3.17})$$

A distribuição da pressão ao longo da área de contato foi determinado por Hertz e é dada pela equação 3.18.

$$p = p_{\max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad (\text{Eq.3.18})$$

As tensões normais σ_x e σ_y variam ao longo dos semi-eixos da elipse de contato e σ_z com a profundidade. Essas tensões são todas compressivas e tem valor máximo na superfície de contato. Também diminuem rapidamente com a profundidade e com o afastamento do centro da elipse. As tensões σ_x , σ_y , σ_z também correspondem às tensões principais σ_1 , σ_2 , σ_3 respectivamente (Johnson, 1985).

- ao longo do eixo x ($y = 0$) as tensões são dadas por:

$$\sigma_x = P_{\max} \left[-2\nu\gamma - (1-2\nu) \frac{b}{ae^2} \left\{ \left(1 - \frac{b\gamma}{a} \right) - \frac{x}{ae} \tanh^{-1} \left(\frac{ex}{a+b\gamma} \right) \right\} \right] \quad (\text{Eq.3.19})$$

$$\sigma_y = P_{\max} \left[-2\nu\gamma - (1-2\nu) \frac{b}{ae^2} \left\{ \left(\frac{a\gamma}{b} - 1 \right) + \frac{x}{ae} \tanh^{-1} \left(\frac{ex}{a+b\gamma} \right) \right\} \right] \quad (\text{Eq.3.20})$$

- ao longo do eixo y ($x = 0$) as tensões são dadas por:

$$\sigma_x = P_{\max} \left[-2\nu\gamma - (1-2\nu) \frac{b}{ae^2} \left\{ \left(1 - \frac{b\gamma}{a} \right) - \frac{y}{ae} \tan^{-1} \left(\frac{aey}{b(b+a\gamma)} \right) \right\} \right] \quad (\text{Eq.3.21})$$

$$\sigma_y = P_{\max} \left[-2\nu\gamma - (1-2\nu) \frac{b}{ae^2} \left\{ \left(\frac{a\gamma}{b} - 1 \right) + \frac{y}{ae} \tan^{-1} \left(\frac{aey}{b(b+a\gamma)} \right) \right\} \right] \quad (\text{Eq.3.22})$$

A tensão na direção vertical é dada pela equação:

$$\sigma_z = P_{\max} \left[-\frac{b}{ae^2} \left\{ \left(1 - \frac{b^2 + z^2}{a^2 + z^2} \right) \left(\frac{a^2 + z^2}{b^2 + z^2} \right)^{1/2} \right\} \right] \quad (\text{Eq.3.23})$$

onde e é a excentricidade da elipse dada pela equação 3.24 e γ um parâmetro geométrico relacionado à coordenada do ponto no plano, dado pela equação 3.25.

$$e = \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \right)^{1/2} \quad (\text{Eq.3.24})$$

$$\gamma = \left\{ 1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (\text{Eq.3.25})$$

Para o caso de movimento angular do rodeiro, as direções principais deixam de coincidir com os eixos x , y , z momentaneamente. O valor máximo das tensões normais é obtido na superfície ($z = 0$) e no centro da área de contato ($x = y = 0$), como mostram as equações 3.26, 3.27, 3.28 (Johnson, 1985).

$$\sigma_x = - \left[2\nu + (1 - 2\nu) \frac{b}{a + b} \right] p_{\max} \quad (\text{Eq.3.26})$$

$$\sigma_y = - \left[2\nu + (1 - 2\nu) \frac{a}{a + b} \right] p_{\max} \quad (\text{Eq.3.27})$$

$$\sigma_z = - p_{\max} \quad (\text{Eq.3.28})$$

A tensão de cisalhamento τ_{xz} superficial ($z = 0$) tem seu maior valor dado pela equação 3.29.

$$\tau'_{xz} = \frac{|\sigma_x| - |\sigma_z|}{2} \quad (\text{Eq.3.29})$$

A máxima tensão de cisalhamento geralmente ocorre um pouco abaixo da superfície de contato. Esse valor de profundidade depende da razão entre os semi-eixos a e b da elipse de contato. O valor dessa tensão é dada pela equação 3.30 (Johnson, 1985).

$$\tau_{xz} = 0,34 P_{\max} \quad (\text{Eq.3.30})$$

3.1.2 Contato Cilindro - Cilindro

O contato cilindro – cilindro é um caso clássico de contato entre corpos rolantes e pode ser tratado como um modelo simplificado para o contato roda – trilho. Dentre as diversas aplicações deste na engenharia, pode se citar o processo de calandragem e o mancal de rolos. O contato entre cilindros pode ocorrer entre cilindros convexos, um convexo e outro côncavo ou um cilindro e um plano, sendo este último modelo de contato cilindro – cilindro que mais se aproxima do contato roda – trilho.

Como foi dito anteriormente, em qualquer que seja o tipo de contato entre corpos rolantes, estes estão sujeitos à deslizamentos ou microescorregamentos (“creepages”) na interface de contato. Esse deslizamento implica no surgimento de forças tangenciais de microescorregamento, as quais exercem uma grande influência sobre as tensões originais calculadas para o caso estático ou de rolamento puro. O microescorregamento será abordado mais profundamente quando a Teoria de Kalker for discutida.

Quando 2 cilindros estão em contato sob a ação de um determinado carregamento vertical, com os seus eixos principais paralelos, como mostra a figura 3.4, a área de contato que se desenvolve na interface entre os 2 cilindros tem formato retangular com semi – eixo a e largura L (Figura 3.5).

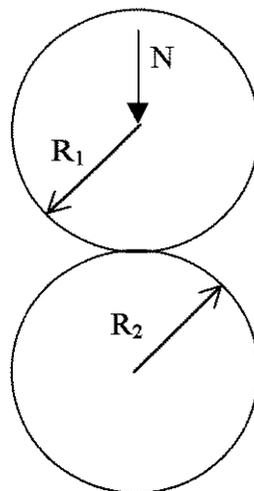


Figura 3.4: Vista lateral do contato cilindro–cilindro: geometria e forças.

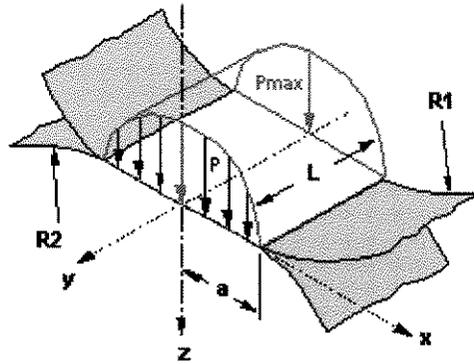


Figura 3.5: Região de contato cilindro – cilindro e distribuição de pressão no contato.

Define-se uma constante geométrica B como sendo função dos raios principais dos dois cilindros em contato. Seu valor é dado pela equação 3.31, que é uma simplificação da equação 3.11.

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (\text{Eq.3.31})$$

Para o caso de contato cilindro – plano, um dos raios dos cilindros será infinito. Todo raio será positivo quando o seu centro de curvatura estiver dentro do próprio corpo em contato. Caso contrário será negativo. O valor do semi – eixo do retângulo a é dado pela equação 3.32.

$$a = \sqrt{\frac{2N(m_1 + m_2)}{\pi B l}} \quad (\text{Eq.3.32})$$

onde m_1 e m_2 são constantes que dependem do material dos corpos em contato, dadas pela equação 3.12, l é a largura da região de contato, N o carregamento vertical e B a constante geométrica dada pela equação 3.31.

A distribuição de pressão na região de contato será uma semi – elipse, na qual a pressão máxima se localiza no centro e seu valor diminui a medida que o ponto de análise se desloca para as bordas, até atingir o valor nulo. O valor da pressão máxima exercida no contato é dado pela equação 3.33.

$$P_{\max} = \frac{2N}{\pi a l} \quad (\text{Eq.3.33})$$

A pressão média é o valor da força (N) dividido pela área, como mostra a equação 3.34.

$$P_{\text{med}} = \frac{N}{\pi a l} \quad (\text{Eq.3.34})$$

A pressão em qualquer ponto da área de contato pode ser determinada através da equação 3.35.

$$P = P_{\max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \quad (\text{Eq.3.35})$$

Dois casos de tensão podem ser analisados: tensão plana, onde os cilindros são pequenos axialmente e deformação plana, onde os cilindros são axialmente longos. No caso de tensão plana, uma das tensões principais é zero e no caso de deformação plana existem tensões nas três direções principais.

As tensões normais σ_x , e σ_z são as tensões principais e variam em profundidade e ao longo do semi – eixo da região de contato (x). As equações 3.36 e 3.37 são utilizadas no cálculo da tensão para qualquer ponto (x,z) da região de contato segundo McEwen (in Johnson, 1985).

$$\sigma_x = -\frac{P_{\max}}{a} \left[m \left(1 + \frac{z^2 + n^2}{m^2 + n^2} \right) - 2z \right] \quad (\text{Eq.3.36})$$

$$\sigma_z = -\frac{P_{\max}}{a} m \left(1 - \frac{z^2 + n^2}{m^2 + n^2} \right) \quad (\text{Eq.3.37})$$

Para o caso de deformação plana, a tensão σ_y é dada em função das outras duas tensões normais e do coeficiente de Poisson, pela equação 3.38.

$$\sigma_y = \nu(\sigma_x + \sigma_z) \quad (\text{Eq.3.38})$$

onde m e n são expressões dadas por:

$$m^2 = \frac{1}{2} \left[\left\{ (a^2 - x^2 + z^2)^2 + 4x^2 z^2 \right\}^{1/2} + (a^2 - x^2 + z^2) \right] \quad (\text{Eq.3.39})$$

$$n^2 = \frac{1}{2} \left[\left\{ (a^2 - x^2 + z^2)^2 + 4x^2 z^2 \right\}^{1/2} - (a^2 - x^2 + z^2) \right] \quad (\text{Eq.3.40})$$

As tensões normais são máximas na superfície ($z = 0$) e no centro da região de contato ($x = y = 0$). Seus valores são dados pelas equações 3.41, 3.42 e 3.43.

$$\sigma_x = -P_{\max} \quad (\text{Eq.3.41})$$

$$\sigma_z = -P_{\max} \quad (\text{Eq.3.42})$$

$$\sigma_y = -2\nu P_{\max} \quad (\text{Eq.3.43})$$

A tensão de cisalhamento τ_{xz} , varia com a profundidade e tem seu valor calculado pela equação 3.44. O valor máximo da tensão de cisalhamento é encontrado a uma certa profundidade em relação à superfície de contato. Essa profundidade é dada pela equação 3.45 e a tensão de cisalhamento máxima subsuperficial pela equação 3.46.

$$\tau_{xz} = \frac{P_{\max}}{a} \left[z - z^2 (a^2 + z^2)^{-1/2} \right] \quad (\text{Eq.3.44})$$

$$z = 0,78 a \quad (\text{Eq.3.45})$$

$$\tau_{xz} = 0,3 P_{\max} \quad (\text{Eq.3.46})$$

3.2 Teoria de Kalker

A partir da segunda metade deste século foram desenvolvidas novas teorias que explicam o fenômeno de contato entre dois corpos rolantes. Até então, apenas Hertz havia explicado a forma da região de contato e a distribuição de tensão naquela região. Quando Hertz começou a estabelecer os princípios para o contato entre corpos, ele o fez considerando como estático ou rolamento puro, desprezando assim o movimento relativo entre eles. Sendo assim, foi desprezado um importante fenômeno que irá afetar de maneira significativa os cálculos das forças no contato, e por conseqüência, suas tensões: o “creepage” ou microescorregamento.

As primeiras pesquisas sobre contato com microescorregamento foram feitas por Carter em 1930, nas quais foi estudada uma locomotiva trafegando em tangente. Nas décadas seguintes, outros pesquisadores, tais como Halling, Johnson, DePater dentre outros, deram continuidade às pesquisas sobre o assunto, tentando explicar da melhor maneira possível o que acontece durante o contato, em particular o efeito do microescorregamento. Mas foi com J.J. Kalker, em 1967, com a Teoria Linear (“Linear Theory”), que esse microescorregamento foi melhor definido e equacionado. Como conseqüência, ele determinou as forças tangenciais no contato, sendo esse um dos maiores méritos do seu trabalho. No caso particular do estudo do contato roda – trilho, o

fenômeno de escorregamento também está presente. Ele ocorre principalmente quando o veículo ferroviário está sob aceleração (tração) ou quando está sob frenagem. É difícil um veículo ferroviário estar em rolamento puro, ele sempre estará acelerando ou freando. A conicidade da roda também contribui para que surjam pequenos microescorregamentos no contato. Essa conicidade faz com que os veículos descrevam um movimento ondulatório pequeno quando estão se deslocando em tangente.

3.2.1 Microescorregamento

O microescorregamento surge quando dois corpos elásticos são colocados em contato, com uma força normal a área de contato atuando sobre eles, e são postos para rolar com velocidades V_1 e V_2 , como mostra a figura 3.6. Caso essas velocidades tenham valores iguais, os corpos estarão em rolamento puro. Normalmente as velocidades angulares de dois corpos rolantes em contato não são iguais. Isso se deve ao fato de que os corpos em rolamento estão sujeitos a aceleração e a frenagem. Com as velocidades V_1 e V_2 de valores diferentes, um corpo tende a deslizar sobre o outro, surgindo assim o microescorregamento.

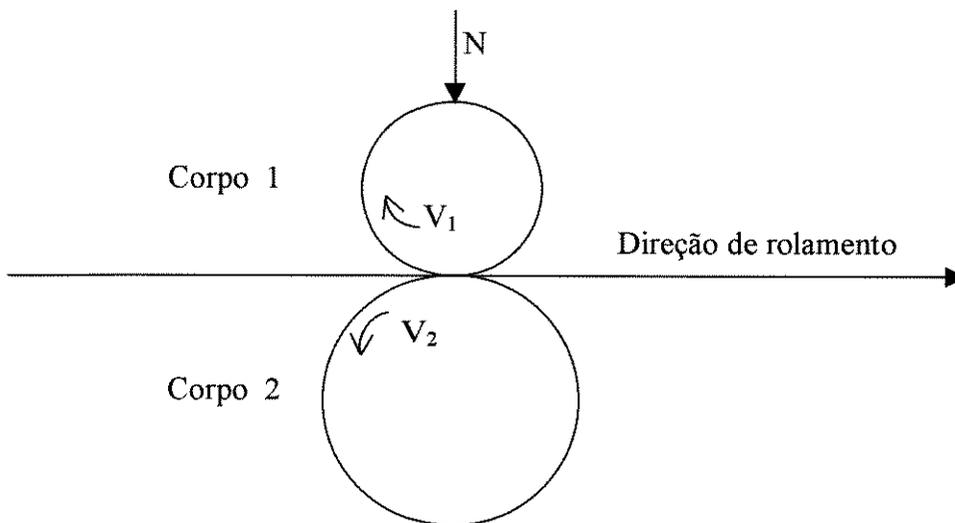


Figura 3.6: Esquema para visualização do microescorregamento em corpos em contato.

Quando a roda ferroviária está rolando sobre o trilho, existe uma certa resistência ao rolamento, ainda que pequena. Esse fato pode ser explicado devido a deformação relativa das superfícies que estão em contato, isto é, devido à compressão da superfície da roda e o alongamento do trilho imediatamente após o primeiro contato. É nesse momento que aparece a resistência ao rolamento (atrito) e ocorre a adesão. Logo após a superfície da roda que está em contato deixar essa região, ela irá se alongar e o trilho se comprimir, causando um escorregamento como mostra a figura 3.7.

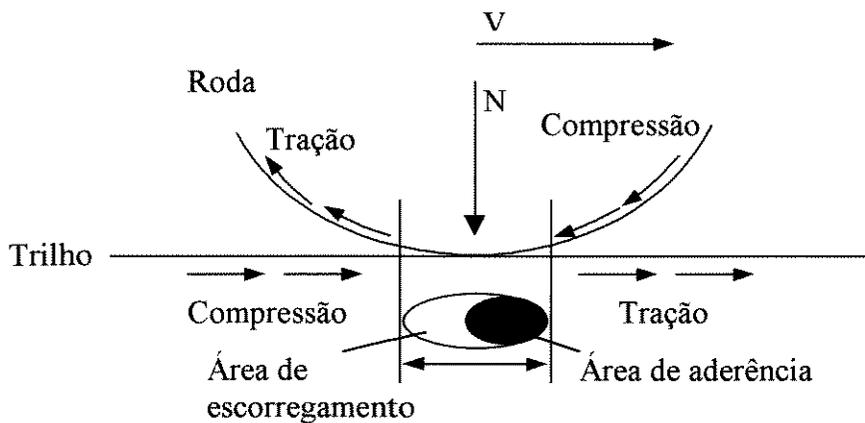


Figura 3.7: Aderência e escorregamento devido às deformações elásticas.

O escorregamento ocorre também quando uma roda sob um determinado carregamento e rolando sobre um trilho, é acionada por um torque motor (de aceleração ou de frenagem). No caso de aplicação do momento motor, o metal comprimido da roda atuará na parte da frente da superfície de contato com o metal tracionado do trilho. À medida que a roda se desloca rolando sobre o trilho, esse metal comprimido da roda se estenderá e se dilatará progressivamente, enquanto que o metal alongado correspondente ao trilho será comprimido e encolherá. A aplicação desse momento de frenagem provoca tensões internas nas superfícies de contato direcionadas no sentido inverso daquelas provocadas pela força de tração.

O fenômeno de microescorregamento pode ser expresso através da equação 3.47, onde o microescorregamento longitudinal é definido como sendo a diferença entre as velocidades dos dois corpos em contato, normalizado pela média das velocidades dos dois corpos. Essa expressão foi inicialmente proposta por Carter (in Kalker, 1967) em suas pesquisas sobre escorregamento no contato roda – trilho.

$$\xi_x = \frac{V_1 - V_2}{\frac{1}{2}(V_1 + V_2)} \quad (\text{Eq.3.47})$$

A partir dessa equação, define-se *coeficiente de microescorregamento*, como sendo o valor adimensional que expressa a diferença do movimento de rolamento entre os dois corpos em contato tanto na direção longitudinal, na lateral ou na rotação em torno de um eixo (“spin”). Assim, os microescorregamentos longitudinal (ξ_x), lateral (ξ_y) e de spin (ξ_{sp}) são dados por:

$$\xi_x = \frac{\text{veloc. translação longitudinal} - \text{veloc. circunferencial}}{\text{veloc. de rolamento}} \quad (\text{Eq.3.48})$$

$$\xi_y = \frac{\text{veloc. de translação lateral} - \text{veloc. circunferencial}}{\text{veloc. de rolamento}} \quad (\text{Eq.3.49})$$

$$\xi_{SP} = \frac{\text{veloc. angular}(\text{corpo1}) - \text{veloc. angular}(\text{corpo2})}{\text{veloc. de rolamento}} \quad (\text{Eq.3.50})$$

O microescorregamento longitudinal tem a direção do rolamento. O lateral é transversal ao rolamento e o de spin é definido como sendo a rotação dos dois corpos em torno de um eixo normal ao plano de contato.

Os valores dos microescorregamentos são determinados a partir do comportamento da dinâmica dos veículos ferroviários, como velocidade, ângulo de ataque da roda (“yaw”), conicidade da roda, entre outros. Esta dissertação não visa estudar a dinâmica de veículos ferroviários, logo os aspectos dinâmicos aqui abordados terão um carácter informativo para o embasamento de futuras pesquisas e servirão apenas para a definição dos valores utilizados nos modelos (Capítulo 4).

3.2.1.1 Estimativa dos Microescorregamentos

Considerando uma roda ferroviária rolando sobre um trilho, como mostra a figura 3.8, pode-se associar um sistema de coordenadas cartesiano com sua origem no ponto de contato. A roda desloca-se no sentido positivo do eixo x . Considera-se V_t como sendo o valor da velocidade translação da roda sobre o trilho, V_c como sendo a sua velocidade circunferencial e ω como sendo a velocidade angular. No ponto de contato entre a roda e trilho, as velocidades V_c e V_t estão em direções opostas.

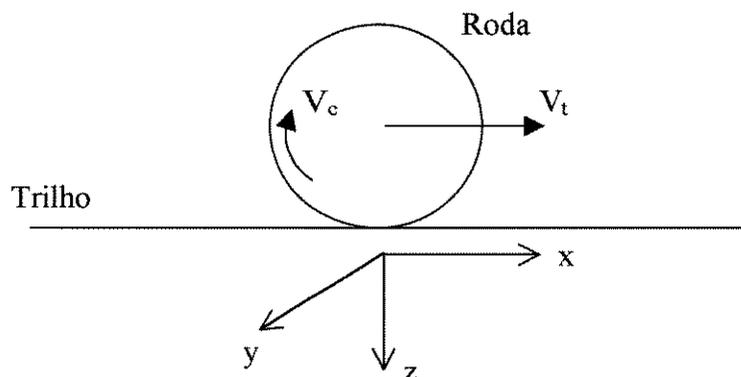


Figura 3.8: Esquema representativo das velocidades em roda rolando sobre um trilho – vista lateral.

Para calcular os valores dos microescorregamentos, longitudinal e lateral, deve-se definir claramente os valores das velocidades envolvidas no movimento da roda sobre o trilho. A velocidade translação (V_t), é definida como sendo a velocidade linear. Essa velocidade também é igual à velocidade de uma partícula do trilho que esteja em contato com a roda. O valor dessa velocidade corresponde ao valor da velocidade do vagão ao qual a roda está acoplada. A velocidade circunferencial (V_c) é definida pela equação 3.51.

$$V_c = \omega R_1 \quad (\text{Eq.3.51})$$

A princípio, essa velocidade circunferencial tem o mesmo valor da velocidade de translação V_t da roda para o caso de rolamento puro, isto é, caso não exista escorregamento entre a roda e o trilho. Assim:

$$V_t = V_c = \omega R_1 \quad (\text{Eq.3.52})$$

Devido à conicidade da roda, o vagão descreve um movimento ondulatório sobre o trilho. Esse movimento ondulatório e as constantes acelerações e frenagens, fazem com que a roda comece a deslizar sobre o trilho. Com isso, o valor da velocidade circunferencial (ωR_1) será diferente do valor da velocidade de translação, pois a roda escorregando assumirá uma velocidade angular maior. Como V_t permanece constante, conclui-se que as velocidades circunferencial e de translação, terão valores diferentes e não poderão satisfazer a igualdade da equação 3.46.

O movimento ondulatório do veículo ferroviário, causa o aparecimento de um ângulo α também chamado de ângulo de “yaw” (ângulo de ataque), como mostra a figura 3.9.

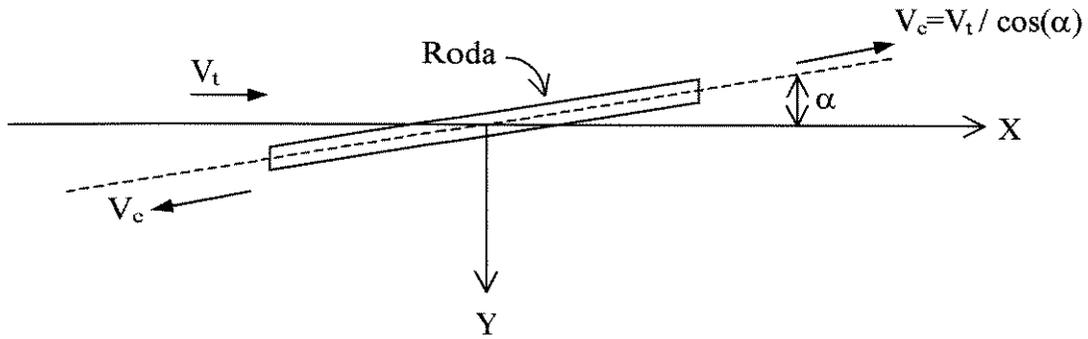


Figura 3.9: Esquema representativo das velocidades em roda rolando sobre um trilho – vista superior.

O valor de V_c pode ser calculado projetando-se o seu vetor na direção do sistema de eixos principal que está defasado de um ângulo α em relação a V_c . A velocidade rolamento V_m , é definida como sendo a média entre as velocidades de translação e circunferencial.

O microescorregamento de spin, é função da velocidade angular da roda, do ângulo α e da conicidade γ da roda. Observando a figura 3.10, pode-se notar que a velocidade angular da roda ω não é paralela ao plano de contato. Com isso pode-se definir uma componente de rotação (ω_z) em torno do eixo Z, como mostra a equação 3.53. A velocidade angular da roda pode ser obtida dividindo-se a velocidade de translação da roda pelo seu raio (Eq. 3.54).

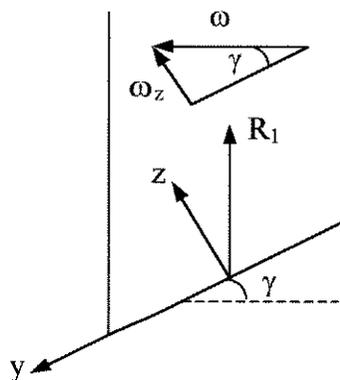


Figura 3.10: Representação do “spin” devido a conicidade da roda.

$$\omega_z = |\omega| \cdot \text{sen}(\gamma) \quad (\text{Eq.3.53})$$

$$\omega = \frac{V_t}{R_1} \quad (\text{Eq.3.54})$$

A partir dessas considerações os coeficientes de microescorregamento longitudinal, lateral e de spin são:

$$\xi_x = \frac{(|V_t| - |V_c|)}{V_m} \quad (\text{Eq.3.55})$$

$$\xi_y \cong \alpha \quad (\text{Eq.3.56})$$

$$\xi_{sp} = \frac{\text{sen}(\gamma)}{R_1} \quad (\text{Eq.3.57})$$

Nas equações anteriores pode-se notar que o microescorregamento longitudinal (ξ_x) é dado pela normalização da diferença entre a velocidade de translação (V_t) e a velocidade circunferencial da roda (V_c), pela velocidade média (V_m). O microescorregamento lateral (ξ_y), é dado pelo ângulo entre a roda e o trilho no plano de contato, no ponto $y = 0$. O microescorregamento de spin é dado pela conicidade γ da roda. Note-se que, caso o ângulo α fosse zero, não teríamos V_c e, conseqüentemente, tanto o valor do microescorregamento longitudinal como o do lateral seriam nulos.

3.2.2 Forças Tangenciais

Hertz, em seu estudo, considerou apenas o carregamento vertical, já que seu modelo era estático. Essa restrição fez com que ele desprezasse as forças tangenciais. Kalker determinou com bastante precisão essas forças, o que ajudou a entender melhor os fenômenos que ocorrem no contato entre corpos rolantes. Sua teoria foi bem aceita no meio ferroviário, o que permitiu melhor entendimento do contato roda – trilho.

Para calcular as forças de microescorregamento longitudinal, lateral e de spin no contato entre a roda e o trilho é necessário determinar a forma da região de contato e os valores dos coeficientes de microescorregamento longitudinal lateral e de spin, como mostrado anteriormente. Segundo Hertz, a forma da região de contato entre dois corpos de curvatura qualquer, como no caso roda – trilho, será uma elipse. Kalker usou a teoria de Hertz para a determinação da área de contato.

Forças tangenciais ou de microescorregamento surgem pela diferença de deformação entre dois corpos, na região de contato. Dessa maneira, quando não houverem deformações não haverá microescorregamento e, como consequência, nenhuma força tangencial será transmitida.

As forças tangenciais tem direção longitudinal ou lateral e estão no plano da região de contato. O momento de “spin” atua em torno do eixo vertical, perpendicular ao contato, como mostra a figura 3.11.

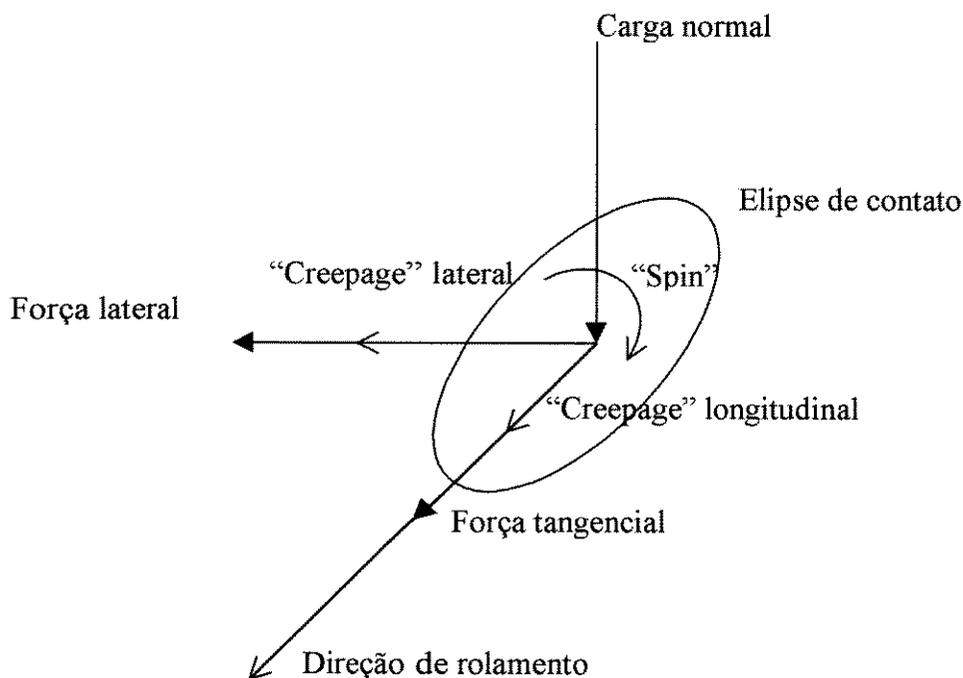


Figura 3.11: Forças tangenciais e microescorregamento (“creepage”) atuando na região de contato.

Kalker limitou o valor das forças tangenciais de acordo com a lei de Coulomb. Essa lei é expressa pela equação 3.58.

$$F_t \leq \mu N \quad (\text{Eq.3.58})$$

onde F_t é a força tangencial, μ o coeficiente de atrito e N o carregamento vertical. Segundo essa lei, a força tangencial total não pode exceder o valor correspondente ao produto do coeficiente de atrito pela força vertical. Caso isso aconteça, ocorrerá deslizamento e a força tangencial assumirá esse valor.

Para a determinação das forças tangenciais no contato, Kalker utilizou diversos métodos, alguns expressos através de programas computacionais como DUVOROL e CONTACT (sendo esse último o mais recente), e outros através de rotinas mais simples como a de FASTSIM. A utilização dos programas computacionais completos não seria viável para uso nesta dissertação, apesar de serem precisos e completos quando se trata de contato entre corpos rolantes. Além de não estarem disponíveis no mercado nacional e terem um alto custo de aquisição, alguns deles requerem elevado tempo de processamento. Com isso procurou-se uma maneira viável economicamente, que não necessitasse de alto tempo de processamento e que fosse bastante precisa no cálculo das forças tangenciais. Baseado nisso, foi escolhida a rotina de FASTSIM, que é baseada na Teoria Simplificada de Contato (“Simplified Theory of Contact”) desenvolvida por Kalker. Uma das vantagens desse algoritmo sobre outros métodos usados na determinação das forças tangenciais é a sua rapidez no cálculo das forças e uma pequena margem de erro quando comparado com os programas computacionais completos, tais como o CONTACT.

3.2.3 Teoria Linear.

Desenvolvida por Kalker em 1967, essa teoria propõe que as forças tangenciais no contato podem ser obtidas considerando que no ponto de contato instantâneo, as deformações dão origem à forças devido à elasticidade do material. Pode ser feita uma analogia com a Lei de Hook aplicada em molas, segundo a equação 3.59.

$$F_x = Kx \quad (\text{Eq.3.59})$$

onde K seria a constante da mola e x o deslocamento.

Para o caso de contato roda – trilho, a cada microescorregamento (deformação) na direção longitudinal ou lateral, resultará em uma força proporcional na respectiva direção, como mostra mas equações 3.60, 3.61.

$$F_x = K_x \xi_x \quad (\text{Eq.3.60})$$

$$F_y = K_y \xi_y \quad (\text{Eq.3.61})$$

onde F_x , F_y e ξ_x , ξ_y são as forças e os coeficientes de microescorregamento longitudinal e lateral respectivamente. K_x , K_y são chamados de coeficientes de rigidez no contato e equivalem a constante elástica de uma mola (K). A figura 3.12 ilustra esse conceito.

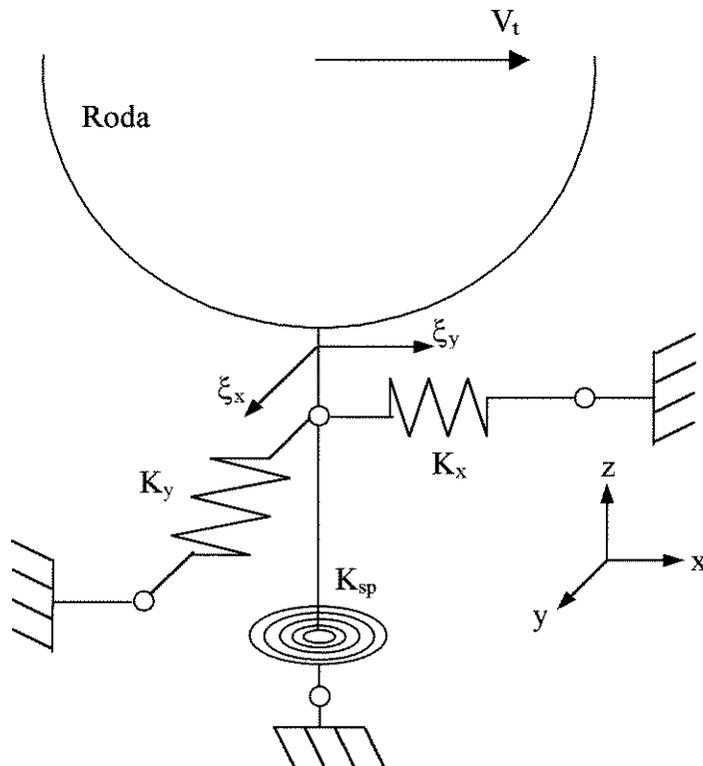


Figura 3.12: Representação dos coeficientes de rigidez no contato.

Em sua Teoria Linear, Kalker assumiu que os microescorregamentos, ξ_x , ξ_y , ξ_{sp} , são suficientemente pequenos para que a região de adesão cubra toda a área de contato. Com isso as deformações elásticas dos corpos compensam completamente a diferença de deslocamento entre uma partícula da roda e sua correspondente no trilho, devida ao escorregamento.

Das relações da teoria linear elástica, Kalker determinou as expressões lineares para as forças tangenciais longitudinal, lateral e o momento de rotação (“spin”). Essas expressões são dadas pelas equações 3.62, 3.63 e 3.64.

$$F_x = -abGC_{11}\xi_x \quad (\text{Eq.3.62})$$

$$F_y = -abGC_{22}\xi_y - (ab)^{3/2}GC_{23}\xi_{sp} \quad (\text{Eq.3.63})$$

$$M_z = -(ab)^{3/2}GC_{23}\xi_y + (ab)^2GC_{33}\xi_{sp} \quad (\text{Eq.3.64})$$

Rescrevendo as equações acima na forma matricial tem-se:

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{Bmatrix} = -G ab \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & \sqrt{ab}C_{23} \\ 0 & \sqrt{ab}C_{23} & abC_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi_x \\ \xi_y \\ \xi_{sp} \end{Bmatrix} \quad (\text{Eq.3.65})$$

3.2.4 Teoria Simplificada.

Em 1979, Kalker apresentou a sua Teoria Simplificada (“Simplified Theory”), um método para determinação das forças tangenciais que resulta em resultados bem precisos e em pequeno tempo de processamento computacional.

O problema de contato na Teoria Simplificada é abordado definindo uma relação linear entre a diferença de deslocamento entre uma partícula da roda e sua correspondente no trilho, e a tração local. Em outras palavras, o deslocamento de uma partícula no contato é proporcional à tração. Essa relação é expressa pela equação 3.66.

$$u = L p \quad (\text{Eq.3.66})$$

onde u é o deslocamento entre os corpos em contato, p a tração local e L é uma constante definida por Kalker chamada de flexibilidade.

A constante de flexibilidade (L) pode ser entendida como sendo constantes de molas que são usadas para modelar as forças na região de contato entre os corpos, conforme a figura 3.12. Essa flexibilidade é função dos coeficientes de rigidez no contato (C_{ij}) e do formato da região de contato. Com essa flexibilidade é possível calcular o valor da tração e por conseguinte o valor das forças tangenciais.

Kalker decompôs a flexibilidade L em duas componentes: L_x na direção longitudinal (rolamento) e L_y na direção lateral. Segundo ele, isso acarretou muito tempo de processamento computacional. A rotina de FASTSIM, como o próprio nome diz, é uma rotina rápida, na qual Kalker faz a seguinte consideração:

$$L_x = L_y = L \quad (\text{Eq.3.67})$$

A vantagem da rapidez de processamento computacional se sobrepõe ao ganho de precisão que se teria assumindo $L_x \neq L_y$. Para a determinação da flexibilidade, Kalker propôs que as forças tangenciais no contato podem ser determinadas pela sua Teoria Linear independente de outra teoria. Como as forças tangenciais determinadas pela Teoria Simplificada são proporcionais a L , pode-se igualar as forças das duas teorias e determinar o parâmetro L . Isso ficará claro, pois a tração resultante da Teoria Simplificada é idêntica a da Teoria Linear.

Considerando que as forças tangenciais F_x e F_y e o momento devido ao spin M_z tem valores diferentes entre si, é necessário determinar três valores para a flexibilidade L : L_1, L_2, L_3 . Para que somente um valor de L seja usados para os cálculos com a rotina de FASTSIM, uma combinação desses valores deve ser utilizada.

Define-se primeiramente o escorregamento w , como sendo o escorregamento total devido aos microescorregamentos longitudinal, lateral e de spin de uma partícula na roda em relação à sua correspondente no trilho, mais a taxa de deslocamento elástico (u) dessa partícula na direção x . Essa relação é dada pela equação 3.68.

$$w = V_m (\xi_x - \xi_{sp} y, \xi_y + \xi_{sp} x) - V_m \frac{\partial U}{\partial x} \quad (\text{Eq.3.68})$$

Como:

$$\begin{aligned} w &= (w_x, w_y) \\ U &= (u_x, u_y) \end{aligned} \quad (\text{Eq.3.69})$$

pode-se escrever a equação 3.68 como:

$$\begin{aligned} \frac{w_x}{V_m} &= \xi_x - \xi_{sp} y - \frac{\partial u_x}{\partial x} \\ \frac{w_y}{V_m} &= \xi_y - \xi_{sp} x - \frac{\partial u_y}{\partial x} \end{aligned} \quad (\text{Eq.3.70})$$

Da Teoria Simplificada vem:

$$\begin{aligned} u_x &= L p_x \\ u_y &= L p_y \end{aligned} \quad (\text{Eq.3.71})$$

onde p_x e p_y são as componentes de tensão p na direção longitudinal e lateral respectivamente. Substituindo 3.71 em 3.70 e dividindo o resultado por L , tem-se:

$$\begin{aligned} \frac{w_x}{V_m L} &= \frac{\xi_x}{L} - \frac{\xi_{sp} y}{L} - \frac{\partial p_x}{\partial x} \\ \frac{w_y}{V_m L} &= \frac{\xi_y}{L} - \frac{\xi_{sp} x}{L} - \frac{\partial p_y}{\partial x} \end{aligned} \quad (\text{Eq.3.72})$$

Considerando L como sendo uma composição de L_1, L_2, L_3 a equação 3.72 fica:

$$\begin{aligned} \frac{w_x}{V_m L} &= \frac{\xi_x}{L_1} - \frac{\xi_{sp} y}{L_3} - \frac{\partial p_x}{\partial x} \\ \frac{w_y}{V_m L} &= \frac{\xi_y}{L_2} - \frac{\xi_{sp} x}{L_3} - \frac{\partial p_y}{\partial x} \end{aligned} \quad (\text{Eq.3.73})$$

Na Teoria Linear considera-se que os escorregamentos são suficientemente pequenos para que a região de adesão ocupe toda a área de contato. Logo, $w_x = w_y = 0$. Com isso, integrando a equação 3.68 de x até a' (abscissa da borda dianteira, local onde uma partícula entra na região de contato), pode-se obter os valores das componentes de tensão p_x e p_y .

$$p_x = \left(\frac{\xi_x}{L_1} - \frac{\xi_{sp} y}{L_2} \right) (x - a')$$

$$p_y = \frac{\xi_y}{L_2} (x - a') + \frac{\xi_{sp} x}{2L_3} (x^2 - a'^2) \quad (\text{Eq.3.74})$$

Para se calcular os valores das forças tangenciais, deve-se integrar as tensões calculadas na equação 3.74 em relação as direções x e y .

$$F_x = \iint p_x dx dy = -\frac{8a^2 b \xi_x}{3L_1}$$

$$F_y = \iint p_y dx dy = -\frac{8a^2 b \xi_y}{3L_2} - \frac{\pi a^3 b \xi_{sp}}{4L_3} \quad (\text{Eq.3.75})$$

Com isso, pode-se determinar os valores dos parâmetros de flexibilidade igualando a equação anterior com os valores das forças tangenciais calculadas pela Teoria Linear de Kalker, dadas pelas equações 3.62, 3.63, 3.64. Assim os parâmetros L_1, L_2, L_3 são.

$$L_1 = \frac{8a}{3C_{11} G} \quad (\text{Eq.3.76})$$

$$L_2 = \frac{8a}{3C_{22} G} \quad (\text{Eq.3.77})$$

$$L_3 = \frac{\pi a \sqrt{a/b}}{4C_{23} G} \quad (\text{Eq.3.78})$$

Como foi dito anteriormente, os parâmetros de flexibilidade L_1 , L_2 , L_3 devem ser combinados para que os cálculos efetuados na rotina de FASTSIM não exijam alto poder de processamento. A simples combinação através de uma média aritmética iria acarretar erros na ordem de 25% de acordo com cálculos efetuados por Kalker (Kalker, 1989). Com isso ele propôs uma média geométrica onde os microescorregamentos serão os pesos. Isso é mostrado na equação 3.79.

$$L = \frac{\left(|\xi_x| L_1 + |\xi_y| L_2 + c |\xi_{sp}| L_3 \right)}{\left(\xi_x^2 + \xi_y^2 + c^2 \xi_{sp}^2 \right)} \quad (\text{Eq.3.79})$$

onde:

$$c = \sqrt{ab} \quad (\text{Eq.3.80})$$

Aqui é usado o valor “ $c\xi_{sp}$ ”, para tornar o microescorregamento de “spin” adimensional.

Outro importante parâmetro a ser determinado é o coeficiente de fricção ou atrito (μ). A Teoria Simplificada parte do princípio que é constante, isto é, independe da velocidade relativa entre os corpos em contato (escorregamento). Na verdade, sabe-se que isso não é verdade. O coeficiente de fricção depende dos escorregamentos no contato. São admitidos dois valores para coeficientes de fricção no contato no modelo: o estático (μ_e) e o dinâmico (μ_d). De uma maneira geral, temos:

$$\mu_d < \mu_e \quad (\text{Eq.3.81})$$

Com isso, quando uma partícula está na região de adesão o valor do coeficiente de fricção será μ_e e quando estiver na região de escorregamento μ_d .

3.2.4.1 Rotina de FASTSIM.

O algoritmo de FASTSIM é uma rotina de cálculo baseada na Teoria Simplificada de Kalker, no qual a região de contato é dividida em pequenos elementos e, para cada elemento, é calculado o escorregamento, a tração e as forças tangenciais, longitudinais e laterais. No caso de contato roda – trilho, a região de contato será uma elipse. Os semi – eixos dessa elipse são calculados de acordo com a Teoria de Hertz descrita anteriormente. A malha de elementos da elipse de contato é mostrada na figura 3.13.

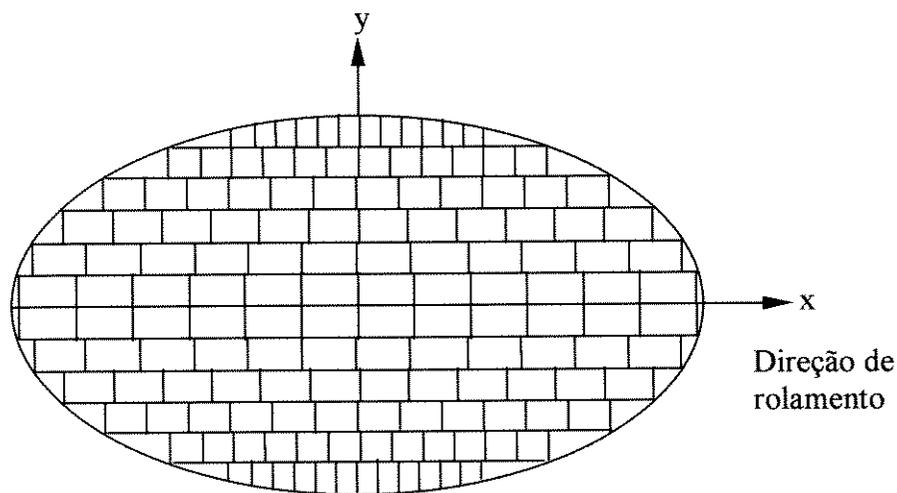


Figura 3.13: Representação da malha de elementos da elipse de contato.

A elipse é dividida em m números de faixas, de mesma altura dy , na direção de rolamento. Cada faixa é dividida em n número de elementos, os quais, dentro da mesma faixa, têm a mesma largura dx . Para o cálculo completo são utilizadas as seguintes variáveis:

Variáveis

$G, a, b, \xi_x, \xi_y, \xi_{sp}$.

L

Calcula-se L através da equação 79.

$$dy = \frac{2b}{m}$$

Altura das faixas.

$$F_x = F_y = 0$$

Força tangencial inicial.

$$j = 1, m$$

Número de faixas

$$y = -b + \left(j - \frac{1}{2}\right) dy$$

Ordenada da linha de centro da faixa.

$$x_l = a \sqrt{1 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}$$

Abcissa da borda dianteira da faixa.

$$dx = \frac{2x_l}{n}$$

Largura do elemento dentro de uma faixa.

$$p_x = p_y = 0$$

Tração inicial.

$$k = 1, n$$

Número de elementos.

$$x = x_l - \left(k - \frac{1}{2}\right) dx$$

Abcissa do centro do elemento.

$$\mu = \mu_e$$

Assume o coeficiente de fricção como o valor estático.

$$p_z = p_{\max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}$$

Pressão normal no elemento (Hertz).

$$w_x = \xi_x - \xi_{sp} y$$

$$w_y = \xi_y - \xi_{sp} \left(x + \frac{1}{2} dx \right)$$

Escorregamento no centro do elemento.

$$p_x = P_x - w_x \frac{dx}{L}$$

$$p_y = P_y - w_y \frac{dx}{L}$$

Tensão, caso haja adesão.

$$|p| = \sqrt{p_x^2 + p_y^2}$$

Resultante da tensão.

$$|p| > \mu p_z$$

Testa o elemento para verificar se há escorregamento.

$$p_x = P_x \frac{\mu_d p_z}{|p|}$$

$$p_y = P_y \frac{\mu_d p_z}{|p|}$$

Tensão, caso haja escorregamento. Normaliza-se a tensão.

$$F_x = F_x + p_x dx dy$$

$$F_y = F_y + p_y dx dy$$

Calcula a força tangencial total.

A partir do cálculo dessas forças tangenciais, pode-se determinar as tensões médias de cisalhamento (τ_{zx} e τ_{zy}) que estão agindo na superfície de contato. Para isso, divide-se o valor das forças tangenciais longitudinal e lateral (cortante) pela área total de contato.

3.3 Método de Elementos Finitos

Os problemas relacionados à engenharia podem ser estudados através de modelos matemáticos de situações físicas reais. Por sua vez, modelos matemáticos são um conjunto de equações diferenciais onde são definidas condições iniciais e de contorno. As equações diferenciais são derivadas aplicando certos fundamentos ao sistema ou volume de controle a serem estudados. Essas equações, quando solucionadas, mostram detalhes do comportamento do sistema sob determinadas condições pré – estabelecidas. Existem parâmetros que podem causar distúrbios no sistema estudado, dentre eles pode-se citar forças externas, momentos, temperatura, pressão, etc. Por outro lado, existem outros parâmetros que informam o comportamento natural do sistema. Esses parâmetros incluem propriedades como módulo de elasticidade, condutividade térmica, viscosidade, coeficiente de Poisson, etc. De uma maneira geral, as características do sistema serão representadas em uma matriz chamada matriz de rigidez (K_t) ou matriz de resistência. Os parâmetros que causam distúrbios aparecerão na matriz de forças.

Existem muitos problemas na engenharia onde as soluções exatas são difíceis de obter. Isso pode ser atribuído à complexidade das equações diferenciais e à dificuldade para determinar as condições de contorno do problema em questão. Para solucionar esses problemas recorre-se às soluções numéricas que, ao contrário das soluções analíticas, que mostram o comportamento exato de um sistema em qualquer ponto dele, aproximam as soluções exatas para pontos dentro do sistema. Esses pontos são chamados de *nós*. Um dos primeiros passos na busca de uma solução numérica para um problema é a divisão do sistema a ser estudado em pequenas regiões chamadas de *elementos*. Existem vários tipos de métodos numéricos que podem ser utilizados nessa modelagem, por exemplo: o *método das diferenças finitas*, o *método de elementos finitos*, o *método dos elementos de contorno*, e outros.

No método das diferenças finitas as equações diferenciais são escritas para cada nó do sistema. Isso leva a um sistema de equações lineares a ser resolvido. Apesar desse método ser bastante fácil de entender e ser aplicado a problemas mais simples, ele se torna difícil de ser aplicado a problemas de geometria mais complexa com condições de contorno também complexas.

O método de elementos finitos, usa integrais ao invés de diferenças finitas. A solução é aproximada para cada elemento e a solução completa é dada pela conexão (“assembly”) entre os elementos.

O método dos elementos finitos vem sendo aperfeiçoado desde sua origem. Courant, em 1940, foi o primeiro a desenvolver o método. Ele o aplicou em problemas relacionados à torção, utilizando interpolação polinomial. Mais tarde, em 1950, um passo significativo no uso do método de elementos finitos foi dado com o fabricante de aviões Boeing. Ele usou elementos triangulares para modelar as asas dos seus aviões. Em 1967, Zienkiewicz escreveu o primeiro livro totalmente dedicado ao método de elementos finitos. Finalmente em 1971, foi desenvolvida a primeira de muitas versões do programa que será usado para modelar o objeto de estudo dessa dissertação: ANSYS.

O software ANSYS tem ampla aplicação nas mais diversas áreas, tais como: engenharia, medicina, odontologia, etc. Na engenharia, o ANSYS é capaz de análises estáticas, dinâmicas, de transferência de calor, escoamento de fluidos e muitas outras. Apesar da existência de diversos pacotes computacionais para elementos finitos - NASTRAN, ABAQUS, COSMO, entre outros – optou-se por usar o ANSYS, por ele estar disponível e servir aos propósitos dessa dissertação. A Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, dispõe do software ANSYS em sua versão 5.4. O módulo adquirido pela faculdade, o “Multphysics” resolve grande parte dos problemas encontrados na engenharia, inclusive problemas de contato.

A escolha de um método numérico como ferramenta adicional, através de software computacional para simulação do contato – trilha, deveu-se ao fato de que as grandes pesquisas sobre contato se deram quase sempre através de teorias analíticas, em períodos em que não haviam sido desenvolvido softwares para esse tipo de análise. Quando as principais teorias sobre contato foram desenvolvidas, os primeiros computadores estavam sendo produzidos, ainda com uma capacidade muito pequena para fazer uma análise numérica.

Para fazer uma análise por elementos finitos deve-se primeiramente definir a geometria do modelo a ser trabalhado. Isso pode ser feito desenhando-se no próprio programa ou importando

desenhos de software CAD. Em seguida, faz-se a discretização deste modelo em elementos de tamanho finito, que formarão uma malha. Quanto refinada for esta malha mais acurados serão os resultados adquiridos. Na maioria dos casos, uma malha bem refinada (elementos pequenos) pode ajudar a atingir resultados suficientemente próximos do real. Em seguida, aplica-se as condições de contorno necessárias, juntamente com os parâmetros que agem sobre o sistema (força, momento, temperatura, etc). Os valores dos resultados são calculados para cada nó e representam as propriedades do modelo em questão. Os resultados obtidos para os elemento, serão uma média dos nós que compõe esse elemento. Dentro do elemento pode haver variação significativa do resultado calculado. Isso pode não ser adequado para os resultados, sugerindo que uma malha mais refinada deva ser usada.

A modelagem por elementos finitos é uma aproximação da situação prática estudada. Os modelos devem ser constantemente aperfeiçoados para que representem da melhor maneira uma situação real. A.A.R (“American Association of Railroads”) cita o ANSYS no seu manual de normas e práticas recomendadas (Santos, 1996) e, por isso, existem muitos trabalhos ferroviários já feitos com esse programa.

3.3.1 Modelo do Contato Roda – Trilho.

Para modelar o contato roda –trilho no ANSYS, primeiramente foi feito um modelo plano (2D) e posteriormente esse modelo foi “estendido” para o espaço (3D). Isso foi possível pois o perfil da roda é simétrico em torno de seu eixo e o trilho é simétrico longitudinalmente. Esse procedimento foi o melhor encontrado, visto que fazer um modelo 3D acrescentaria trabalho e o resultado seria aproximadamente o mesmo do modelo 2D estendido. Os perfis da roda e do trilho foram desenhados no software de CAD AutoCad R13. Com isso, foi necessário apenas importar o desenho para o ANSYS Transformando o desenho do padrão *.dwg* (padrão do AutoCad) para um padrão que fosse reconhecido pelo ANSYS. Um dos padrões mais utilizados entre programas tipo CAE é o padrão *.iges*. Utilizando os módulos para exportar arquivos existentes no AutoCad R13 foi possível fazer essa conversão. Com o desenho no ANSYS, deve-se primeiro gerar as área da roda e do trilho, para que posteriormente sejam divididos em elementos. Esse perfil é mostrado na figura 3.14.

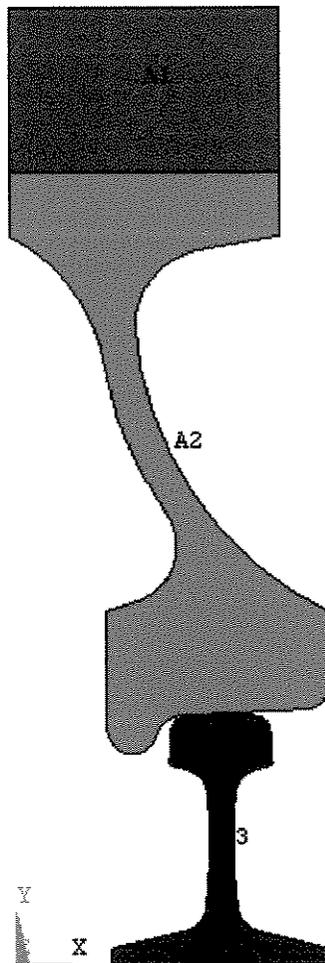


Figura 3.14: Perfis da roda de 38" e do trilho TR-57 em contato.

3.3.2 Definição dos Tipos de Elementos.

O ANSYS 5.4 possui uma extensa biblioteca de elementos para os mais diversos tipos de modelos que se queira analisar. Como foi feito inicialmente um modelo plano era necessário a utilização de elementos do ANSYS que fossem planos. Os elementos são escolhidos devido ao seu formato, número de nós e graus de liberdade que apresentam. É sabido que quanto maior o número de nós, maior o número de graus de liberdade. Como o número de equações a serem resolvidas corresponde ao número de graus de liberdade do modelo, a utilização de um elemento com grande número de graus de liberdade levaria a uma maior precisão nos resultados, mas também a um grande tempo de processamento. A melhor forma do elemento a ser usado em

análises estruturais, especialmente contato é a forma retangular. Utiliza-se esse formato devido a sua capacidade de se moldar à superfícies curvas e à sua flexibilidade, pois a outra forma existente, a triangular, é considerada muito rígida, podendo aumentar significativamente a rigidez do modelo e comprometer os resultados. Geralmente, o formato triangular é utilizado para análises térmicas. Baseado nisso foi escolhido o elemento PLANE 42 como sendo o elemento para gerar o modelo plano. Esse elemento tem 4 nós, sendo que cada nó tem 2 graus de liberdade (deslocamento em x e y). Ele ainda aceita um valor de espessura pré – determinado para a análise em deformação plana (esse parâmetro não será usado no modelo de contato roda – trilho). Poderia ter sido feita a opção por um elemento de 8 nós, geralmente utilizado quando se tem superfícies de contorno curvo. Apesar de uma maior quantidade de nós propiciar resultados mais precisos, isso duplicaria a quantidade de equações a serem resolvidas, aumentando assim o tempo de processamento, gerando grandes arquivos de resultados e, de certa maneira, inviabilizando modelo.

Após a escolha do elemento plano, deve-se gerar a malha de elementos, a partir da divisão das linhas de contorno dos perfis da roda e do trilho. Nas regiões próximas ao contato, as linhas foram divididas em tamanho menores, para obter uma malha mais refinada nessa região. Regiões mais afastadas do contato tiveram uma malha mais grosseira, com o objetivo de diminuir o número de elementos e o tempo de processamento. O modelo 2D é ilustrado na figura 3.15.

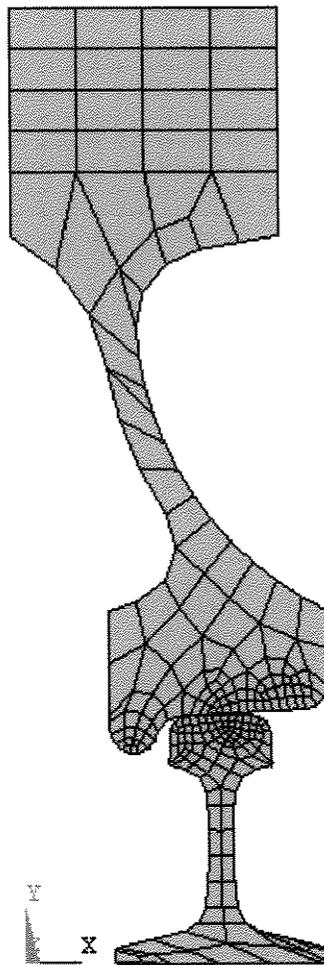


Figura 3.15: Modelo 2D do contato roda – trilho. Malha de elementos finitos.

Para gerar o modelo tridimensional da roda e do trilho, é necessário escolher o elemento 3D a ser utilizado durante a extrusão. Dentre os elementos oferecidos pelo ANSYS, o SOLID45 é a opção que mais se aproxima do modelo 2D adotado, já que ele tem 8 nós com 3 graus de liberdade cada um (translação em x, y, z), sendo praticamente o PLANE42 em 3 dimensões.

O modelo tridimensional da roda é gerado da extrusão do perfil da roda em relação à linha central do furo do seu eixo. Uma rotação de 360° modelaria a roda por completo mas, por motivos citados anteriormente (modelo com muitos elementos), optou-se por modelar apenas $\frac{1}{4}$ de roda a partir da metade da região de contato. A decisão de modelar apenas $\frac{1}{4}$ de roda pareceu

ser bastante razoável, pois aplicando-se as devidas condições de contorno, pode-se representar uma roda inteira com esse modelo. O trilho foi estendido no sentido longitudinal, em um comprimento de aproximadamente 10 vezes o tamanho da área de contato. Para conseguir uma malha mais refinada na região de contato, optou-se por extrudar a roda e o trilho em um número maior de divisões próximo a região de contato e em número menor longe dela. O modelo 3D do contato roda – trilho é mostrado nas figuras 3.16 e 3.17.

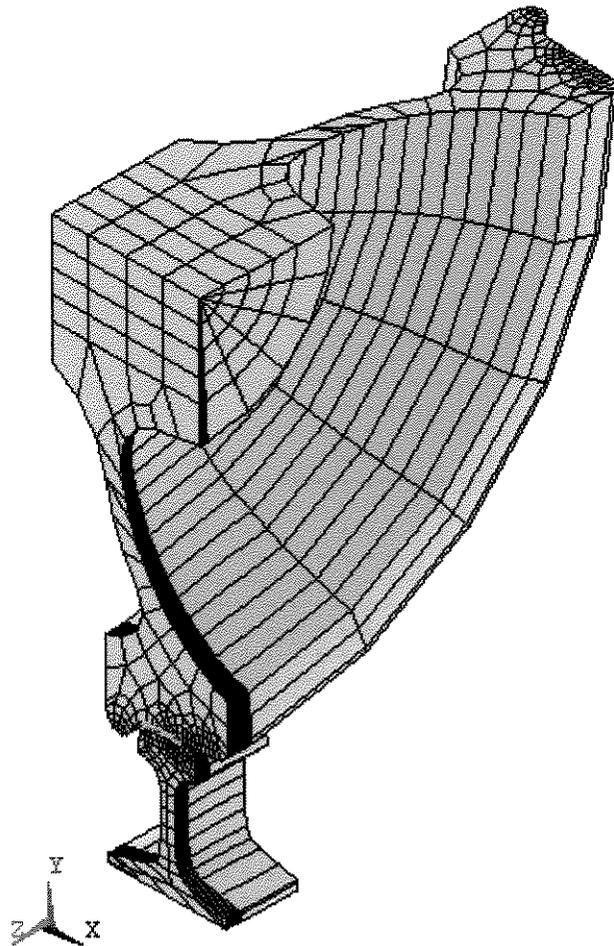


Figura 3.16: Modelo 3D do contato roda – trilho. Vista oblíqua.

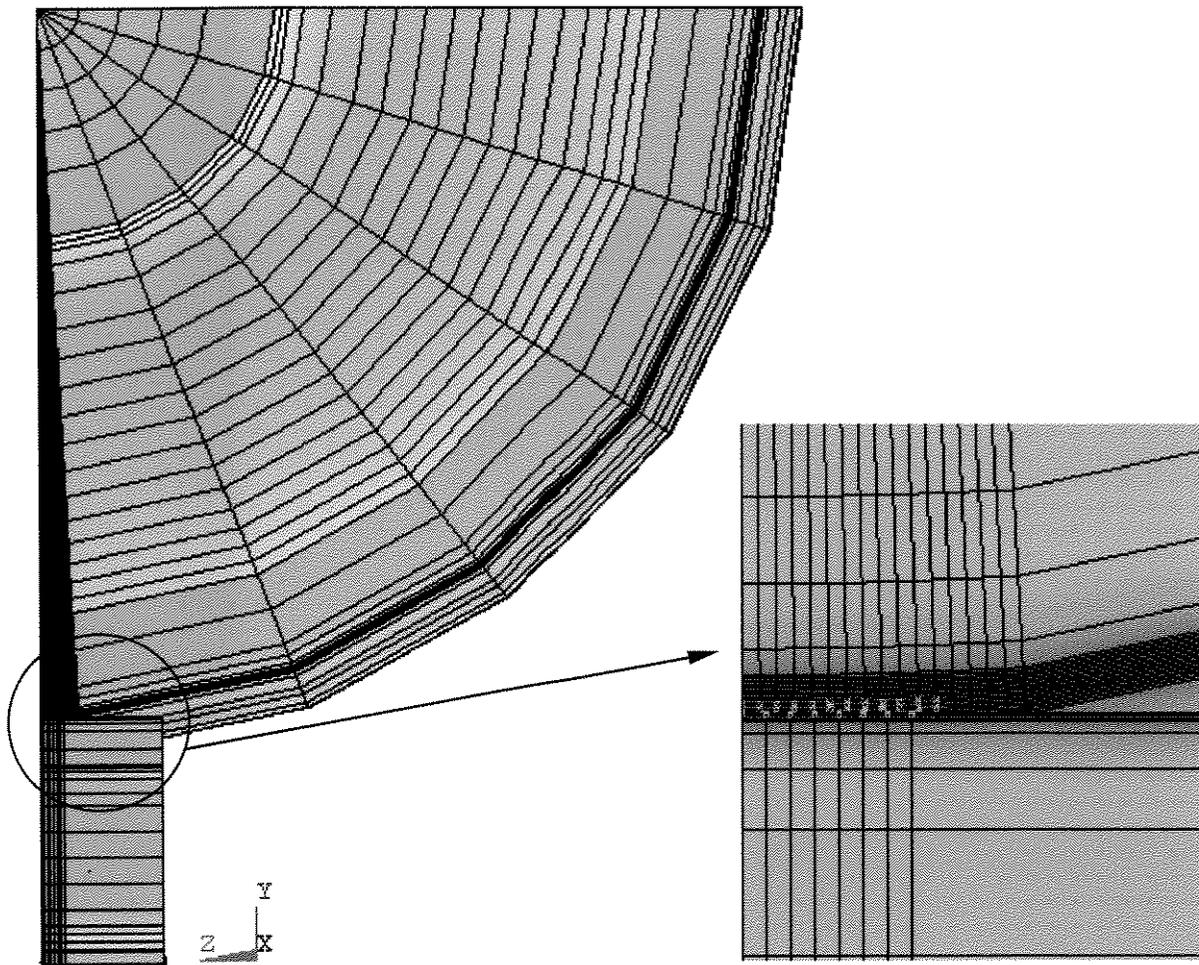


Figura 3.17: Modelo 3D do contato roda – trilho. Vista lateral e ampliação.

3.3.3 Definição dos Elementos de Contato.

Para que contato seja modelado entre dois corpos no ANSYS, é necessário definir um tipo especial de elemento chamado de *elemento de contato*. O ANSYS 5.4 possui em sua biblioteca alguns tipos de elementos de contato, tanto para análise bidimensional quanto para tridimensional. Como o contato está sendo feito em um modelo 3D, o elemento mais adequado ao modelo de contato roda – trilho é o CONTACT49.

Para a análise de contato, o programa necessita que seja definida a superfície de um dos corpos como “superfície de contato” (“Contact Surface”), que é a superfície deformável e a do outro corpo como “superfície alvo” (“Target Surface”), que é a superfície rígida do modelo. Para o modelo roda – trilho, como tanto o trilho como a roda podem sofrer deformações, ambos foram escolhidos como superfície de contato e superfície alvo. Isso é possível através do comando CGCEM do ANSYS.

No elemento CONTACT49, pode-se optar por uma análise sem fricção (“No Friction”) ou com fricção (Elastic Coulomb). Nessa última opção, é considerado o atrito e o escorregamento entre os corpos em contato, gerando as forças tangenciais. Para tornar o modelo o mais real possível, foi escolhida a análise com fricção, que causa resistência ao movimento entre as superfícies durante a deformação sob carga.

3.3.4 Condições de Contorno.

As condições de contorno são dadas pelas restrições impostas e pelo carregamento que deve ser aplicado. Para a roda, como foi modelado apenas $\frac{1}{4}$, do volume, a face perpendicular ao contato foi fixada para que não houvesse movimento na direção longitudinal ao rolamento. Foi restringido também o movimento da porção do eixo que foi modelada junto com a roda, na direção axial do próprio eixo, para que a roda não “tombasse” para os lados. O trilho sofreu restrição na sua base em todas as direções, de modo que ficasse completamente engastado. Essas restrições estão ilustradas na figura 3.18.

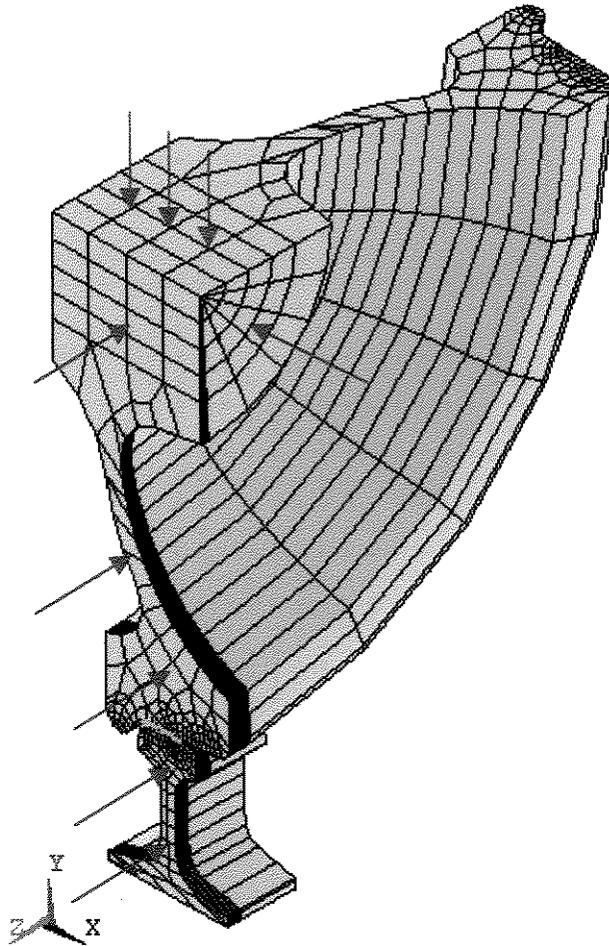


Figura 3.18: Modelo 3D do contato roda – trilho com restrições (em vermelho) e forças (azul).
Vista oblíqua.

3.3.5 Método das Penalidades.

Dois métodos usados em elementos finitos estão disponíveis análise de contato no elemento CONTACT49: método das penalidades ($KEYOPY(2) = 0$) e o método das penalidades + Lagrange ($KEYOPY(2) = 1$). O método usado para análise do contato roda – trilho foi o das penalidades por sugestão do próprio programa ANSYS. Como o objetivo desse trabalho não é discutir nenhum problema relacionado à utilização de métodos numéricos e nem propõe nesse momento o aprofundamento no uso do método de elementos finitos e sua otimização para o modelo de contato proposto, foi decidido adotar o método sugerido.

O método das penalidades consiste na utilização de dois parâmetros usados para o cálculo das forças no contato: o gap (g) e a rigidez no contato (K_n). Quando é feita a análise de contato utilizando esse método, considera-se um nó da superfície de contato penetrando na superfície alvo. A magnitude dessa penetração é dada pelo valor do gap (g). Essa penetração é considerada uma violação, já que quando dois corpos estão em contato, e um corpo não penetra no outro e sim se deformam. Para compensar essa violação e satisfazer uma compatibilidade no contato, forças são desenvolvidas na direção normal à superfície alvo, que reduzem a penetração a níveis aceitáveis.

A rigidez no contato (K_n) pode ser interpretada como um parâmetro que diz o quão rígida está a superfície de contato. Este é um parâmetro de penalidade e está associado às propriedades do material da roda (aço). Possui unidade de força por unidade de comprimento e pode ser comparada com uma constante elástica de uma mola. Na análise com fricção são desenvolvidas também forças de fricção tangenciais ao plano da superfície alvo, o que causa a necessidade da definição da rigidez tangencial (K_t). Ambos os valores são dados de entrada no programa. De uma maneira geral, o método das penalidades pode ser expresso pela equação 3.82.

$$f = \begin{cases} K_n g & \text{se } g \leq 0 \\ 0 & \text{se } g > 0 \end{cases} \quad (\text{Eq.3.82})$$

onde f é a força normal ao elemento alvo, K_n representa a rigidez no contato e g a magnitude da penetração do nó do elemento de contato no elemento alvo.

3.4 Vida em Serviço de Corpos em Contato de Rolamento.

Corpos em contato podem falhar por desgaste ou "pitting". A vida por desgaste é definida como o tempo necessário para que os elementos dos corpos que estão em contato se desgastem até que não seja mais possível utilizá-los para a função desejada, sem que sejam tomadas medidas de manutenção corretiva. O "pitting" é a formação de pequenos sulcos ou trincas superficiais, cujo resultado é o aparecimento de pequenas cavidades distribuídas na região de contato. A vida em serviço, nesse caso, pode ser definida como o tempo necessário para que surja o primeiro sinal de "pitting" ou até que esses atinjam dimensões ou quantidade suficientes para inviabilizar o desempenho das funções de contato pelos elementos.

Rodas ferroviárias podem falhar de ambas as formas. Caso a pressão no contato, definida pelo formato dos corpos e magnitude do carregamento, seja elevada, o dano inicial será devido ao "pitting". Caso contrário, os elementos em contato se desgastarão e a vida será definida pelo critério de desgaste. Como este trabalho tem por objetivo analisar as falhas devidas à magnitude das tensões no contato, visando futuramente obter critérios que permitam o aumento da carga por eixo de veículos ferroviários, é considerado falha o instante do surgimento do "pitting".

O termo "pitting" é utilizado para a análise das falhas de corpos em contato porque as principais pesquisas na área foram desenvolvidas por institutos financiados por fabricantes de mancais de rolamento. O principal tipo de mancal utilizado é baseado no apoio de esferas sobre uma pista de rolamento. Esse tipo de contato é pontual, levando a falhas de pequenas dimensões, circulares. No apoio de uma rodas sobre um trilho a região de contato se aproxima da que existe entre cilindros. No caso de cilindros que não se deformam o contato é uma linha. No caso de deformação sob carga (caso real), a linha se transforma em um retângulo para os cilindros e numa elipse para a roda ou trilho. No caso contato roda – trilho (elíptico), devido ao alto carregamento, poderá ocorrer um defeito um pouco diferente do "pitting": o "shelling" ou escamação superficial, numa tradução livre. As trincas que dão origem a essa escamação superficial são mostradas na figura 3.19. Essas pequenas trincas podem vir a se propagar para o interior do aro devido ao movimento da roda e, se atingirem uma região suficientemente profunda onde exista tração circunferencial, podem levar a uma falha catastrófica.

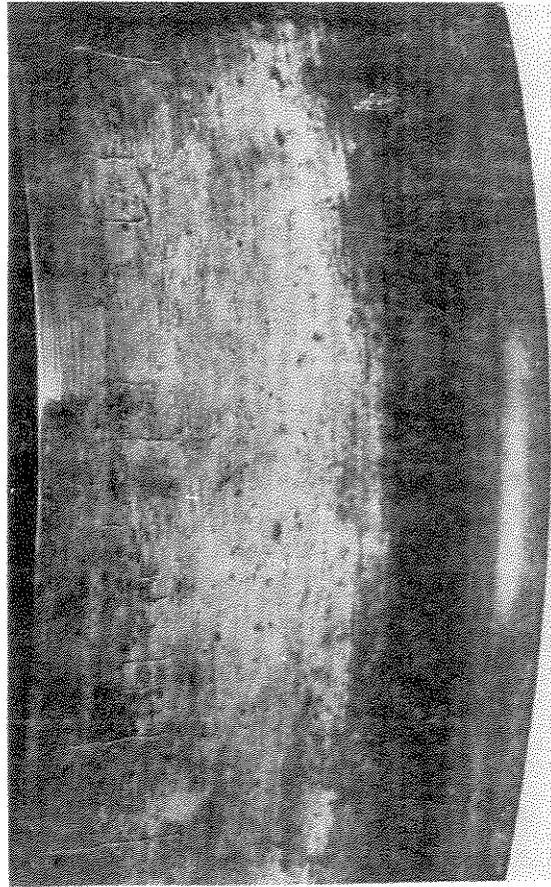


Figura 3.19: Trincas na banda de rolamento de rodas ferroviárias que podem originar o “Shelling”. Lado direito corresponde ao flange (Bray & Finch, 1971).

O problema da resistência das rodas pode ser abordado de forma um pouco mais real se for levado em conta que o simples surgimento de pequenas trincas superficiais, previstas pelas teorias de falha, não causa um dano que justifique a retirada das rodas de serviço ou a necessidade de usinagem superficial. Muitas das trincas que se formam são simplesmente contidas pela deformação que ocorre devido ao próprio peso do veículo ou pela tensão residual de compressão, proveniente do processo de fabricação. Com isso, as trincas podem não se propagar. No entanto, a grande quantidade de variáveis envolvidas no estudo das falhas de rodas exige o conhecimento de cada tipo de defeito, a fim de permitir um maior controle dos processos de solicitação envolvidos. O aquecimento devido à frenagem pode causar inversão nas tensões residuais superficiais existentes em rodas novas, que são de compressão, fazendo com que a

magnitude das tensões resultantes seja suficiente para levar à propagação das trincas. Esse mesmo aquecimento pode causar a queda na resistência ao escoamento do material, levando à maior susceptibilidade à deformação plástica, o que é condição para a propagação de trincas. Efeitos dinâmicos devidos à irregularidades na via e devidos ao próprio movimento dos veículos também afetam sensivelmente a vida em serviço, tanto através da intensificação das tensões que causam o "shelling", como sendo um componente importante na composição de tensões para outros tipos de falha não-superficiais.

A escamação surge quando pequenas trincas superficiais propagam-se para o interior dos corpos. A direção inicial de propagação muitas vezes está alinhada com a direção da máxima tensão de cisalhamento, aproximadamente 45° com a tangente ao contato. Essas trincas podem se encontrar ou mesmo encontrar trincas subsuperficiais que surgem devido ao fato de que a tensão de cisalhamento é máxima à poucos milímetros da superfície. Trincas visíveis na superfície podem ser usinadas, permitindo uma sobrevida igual, muitas vezes, à própria vida inicial da roda. Assim, rodas podem ser de uma única vida, cuja espessura do aro não permite usinagem sem comprometer a sua capacidade estrutural, ou de múltiplas vidas, que permitem normalmente até dois reperfilamentos.

Dois abordagens são apresentadas para a estimativa da resistência dos corpos em contato com rolamento. Trata-se, na realidade, do cálculo da vida através da comparação de propriedades dos materiais. Ambos estudos, reportados separadamente, levam resultados e teorias semelhantes. A primeira abordagem consiste na simples comparação da tensão com valores propostos para estimar a resistência no contato de aços (S_c), e a segunda lida com a capacidade de suportar um carregamento utilizando um fator experimental de carga (K).

3.4.1 Modelo de Buckingham

Buckingham (in Shigley, 1986) estudou o contato a partir da comparação das Tensões de Hertz com os valores de resistência no contato em um dispositivo para simular o carregamento. Ele buscava a determinação da resistência superficial dos dentes de engrenagens. Com base em seus resultados, definiu equações que relacionam a carga aplicada (forças) com a resistência no

contato, mas para aplicações em cilindros em contato. Segundo seus estudos, é possível definir um fator de tensão K , a partir das propriedades dos materiais em contato. Esse fator seria comparado à força aplicada de forma a determinar o número de ciclos esperados de vida (N_c). O modelo de Buckingham possibilitou a verificação da validade da equação 3.83 para a determinação da resistência em aço. Este valor é válido para 10^8 de ciclos de carregamento, já que não existe um limite mínimo para as tensões no contato abaixo do qual jamais ocorrerá o “pitting”.

$$S_c = 2,76HB - 70 \quad (\text{Eq.3.83})$$

3.4.2 Modelo Morrison

Morrison e Cram (in Norton, 1996) também estudaram o problema tentando correlacionar a carga e a tensão através de um fator experimental de carga (K), semelhante ao de Buckingham. Esse fator está relacionado diretamente ao carregamento segundo mostra a equação 3.84, onde σ_z é a tensão máxima na direção perpendicular ao contato. Nessa equação, m_1 e m_2 são combinações de propriedades dos materiais em contato e que dependem somente do módulo de elasticidade (E) e do coeficiente de Poisson (ν), conforme a equação 3.12.

$$K = \pi(m_1 + m_2)\sigma_z^2 \quad (\text{Eq.3.84})$$

Morrison e Cram publicaram o resultado de suas pesquisas experimentais sobre a resistência à fadiga superficial através de ensaios realizados durante 24 horas por dia e durante 24 anos. Eles buscavam o levantamento de propriedades que pudessem ser utilizadas particularmente no projeto de engrenagens, sendo os experimentos feitos em cilindros rotativos com deslizamento. Foram feitos estudos simulando o deslizamento na direção do rolamento

(9%), conforme ocorre em engrenagens, e o rolamento puro. Essa última, embora não represente a condição encontrada no contato roda – trilho, está muito mais próxima desta, dado que o valor do escorregamento esperado é baixo. O estudo porém trata de sistemas lubrificados à óleo, o que difere significativamente do que ocorre no contato roda-trilho, cuja variação das condições de lubrificação vai desde o caso de interface praticamente seca e limpa, até a condição de chuva com detritos e outros componentes que interferem no contato. Norton (Norton, 1996) acrescenta que a lubrificação reduziu sensivelmente a vida medida durante os testes de Morrison e Cram, muito provavelmente porque a pressão do óleo na região de contato interfere na abertura da trinca. É provável também, que a lubrificação não tenha reduzido a vida considerando a nucleação da trinca, e sim a propagação da mesma à dimensões maiores.

O número de ciclos de vida (N_c) de um par componentes em contato, segundo esse estudo, pode ser estimado pela equação 3.85. Morrison determinou o número de ciclos, através de seus experimentos, para cada valor de K calculado. Com base nesses valores, foi traçado um diagrama $S-N$. A partir disso, para cada par de materiais, foi tabelado o valor de K crítico (para 10^8 ciclos) e os coeficientes ζ e λ , que representam o coeficiente angular e linear da curva do diagrama $S-N$ respectivamente.

$$\log K = \frac{\zeta - \log N_c}{\lambda} \quad (\text{Eq.3.85})$$

Capítulo 4

Resultados e Discussões

Neste capítulo são apresentados os resultados dos cálculos para as tensões no contato, a partir das três teorias descritas no capítulo anterior (Teoria de Hertz, Teoria de Kalker e Método de Elementos Finitos), e a estimativa da vida da roda através dos resultados reportados por Buckingham e Morrison.

Os cálculos aqui incluídos consideraram o modelo de contato roda – trilho como sendo estático (ou rolamento puro) para os modelos de Hertz e Elementos finitos, e em movimento para o modelo de Kalker. O carregamento é considerado constante, pré-determinado e em tangente. É sabido que muitos fatores adicionais, tais como o estado da via permanente, a inscrição de veículo em curvas, o desgaste da roda e principalmente os fatores dinâmicos, têm influência no contato entre a roda e o trilho. Estes fatores serão melhor analisados em trabalhos posteriores.

A via permanente é uma fonte de influência no contato que pode afetar diretamente as tensões no contato roda – trilho. Vias ruins e precárias causam danos aos componentes ferroviários, principalmente as rodas e rolamentos. Um modelo que incluísse esses efeitos certamente contribuiria para o estudo, mas poderia limitar os resultados a condições localizadas. O ideal seria a inclusão de intensificadores de tensão que pudessem ser avaliados na aplicação do método em cada via.

Dentre os fatores dinâmicos que influenciam o contato roda – trilho pode-se citar o movimento de “*hunting*” descrito pelo rodeiro. Esse movimento é caracterizado pelo passeio do rodeiro sobre o trilho, descrevendo um percurso “ondulatório”. Isso acontece devido a conicidade apresentada pela roda (em geral $1/20$). Com o passeio, ocorre uma constante mudança do ponto de contato da roda sobre o trilho e como consequência o raio de curvatura do ponto de contato. Isso acarreta uma distribuição dos pontos de tensão máxima ao longo da bandagem da roda. Por isso, o ponto de contato é móvel, o que implica em uma distribuição da tensão no contato ao longo da vida em serviço das rodas. Isso tornaria bastante complexo o cálculo das tensões, por não existir um único valor constante e sim uma distribuição ao longo da banda de rolamento. O objetivo dessa dissertação não é se aprofundar na dinâmica de veículos ferroviários, devido a complexidade dessa área e do tempo necessário para estudo desse assunto. A inclusão dos fatores dinâmicos e sua influência no contato roda – trilho é uma recomendação para trabalhos futuros.

Outro efeito dinâmico que afeta diretamente as tensões no contato roda trilho é representado pelo Fator Dinâmico. Esse fator é uma função de diversos outros fatores, dentre eles o estado via permanente e velocidade. Ele multiplica o valor do carregamento vertical para corrigir a carga devido a fatores externos que possam estar influenciando nesse carregamento. Com isso muitos vagões que foram projetados para operar com carregamento de 120 toneladas, estão operando como se estivessem com 30% ou mais de carga. Esse valor, em alguns casos, pode chegar ao dobro. Para os cálculos realizados nessa dissertação, será considerado o fator dinâmico como sendo 1, ou seja o carregamento não sofrerá aumento devido a outros fatores. É sabido entretanto, que sua influência é bastante significativa nos valores de tensão de contato, mas por motivos citados anteriormente, isso será discutido em trabalhos futuros. Dentre os trabalhos realizados sobre dinâmica de veículos ferroviários, pode-se citar o de Barbosa (Barbosa, 1999) como o mais profundo estudo nacional sobre o assunto de dinâmica.

A inscrição do veículo em curvas causa um comportamento na região de contato roda – trilho diferente do tráfego em tangente. Durante uma curva ocorre o chamado contato duplo, isto é, além do contato entre a banda de rolamento e o boleto do trilho, ocorre contato entre o flange da roda e a lateral do trilho. Isso também influi nas tensões de contato, de forma a merecer

atenção especial em trabalhos futuros. Como fonte desse tema, o trabalho de Villa (Villa, 1997) trata profundamente do comportamento de veículos em curva, em especial para locomotivas.

4.1 Resultados da Teoria de Hertz.

Dois modelos são utilizados para o cálculo das tensões. O primeiro, contato elíptico, é o que melhor se aplica à formatos não convencionais, como a roda e trilho. O segundo, contato cilíndrico, foi incluído para comparação mais acurada com os modelos de resistência, desenvolvidos para essa condição.

4.1.1 Contato elíptico.

Para os cálculos considerando a Teoria de Hertz, como dito anteriormente, foi levado em consideração o modelo de contato estático ou de rolamento puro entre corpos elásticos. O modelo utilizado foi para contato elíptico (caso geral), conforme descrito no capítulo 3. Nesse modelo não foi levado em consideração nenhum tipo de escorregamento, o que está abordado no modelo proposto por Kalker. O carregamento aplicado na roda é de 15 toneladas, o que corresponde a um vagão de 120 toneladas. Essa é a maior capacidade de carregamento de um vagão de carga de longo percurso nas ferrovias nacionais, e é utilizado na Estrada de Ferro Carajás. Para o cálculo das tensões no contato roda – trilho utilizou-se os dados descritos na tabela 4.1. As unidades usadas estão todas no Sistema Internacional de Unidades (S.I).

Tabela 4.1: Dados de entrada para o cálculo das tensões no contato segundo a Teoria de Hertz.

Módulo de Elasticidade da roda (E_1)	207×10^9 Pa
Módulo de Elasticidade do trilho (E_2)	207×10^9 Pa
Coefficiente de Poisson da roda (ν_1)	0,292
Coefficiente de Poisson do trilho (ν_2)	0,292
Raio principal da roda (R_1)	0,4826 m (19")
Raio ortogonal da roda (R'_1)	∞
Raio principal do trilho (R_2)	0,2540 m (10")
Raio ortogonal do trilho (R'_2)	∞
Carregamento vertical (N)	150000 N (15t)

O valor da área de contato obtida e dos semi – eixos da elipse, se encontram na tabela 4.2.

Tabela 4.2: Semi – eixos a e b e a área de contato, segundo Hertz.

a	0,0087 m
b	0,0057 m
Área	$1,54 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Para o cálculo das tensões, o valor de maior interesse é o valor máximo das tensões normais e de cisalhamento. As tensões normais σ_x , σ_y e σ_z serão máximas na superfície ($z = 0$) e no ponto central da elipse ($x = y = 0$). O valor da tensão σ_z é o valor da pressão máxima no contato. A máxima tensão de cisalhamento é encontrada a uma certa profundidade em relação à superfície de contato. As tensões σ_x , σ_y , σ_z , P_m e τ_{xz} são calculadas pelas equações 3.26, 3.27, 3.28, 3.17 e 3.30. A tensão de cisalhamento superficial (τ'_{xz}) é dada pela equação 3.29. Por convenção, para todas as tensões normais calculadas, os valores positivos representam tensões de tração e os valores negativos tensões de compressão. Os resultados se encontram na tabela 4.3.

Tabela 4.3: Tensões máximas no contato, segundo Hertz.

σ_x	-1092 MPa
σ_y	-1220 MPa
σ_z	-1460 MPa
P_m	973 MPa
τ_{xz}	496 MPa
τ'_{zx}	184 MPa

Na extremidade dos eixos principais da elipse de contato, as tensões σ_x , σ_y tem valores iguais e opostos ($\sigma_x = -\sigma_y$). Fazendo $x = a$; $y = 0$ nas equações 3.19 e 3.20, tem-se os valores das tensões na extremidade do semi – eixo a . Os valores se encontram na tabela 4.4.

Tabela 4.4: Tensões em $x = a$; $y = 0$, segundo Hertz.

σ_{1x}	-212 MPa
σ_{1y}	212 MPa

No final do semi – eixo b ($y = b$; $x = 0$) as tensões, dadas pelas equações 3.21 e 3.22, são:

Tabela 4.5: Tensões em $y = b$; $x = 0$, segundo Hertz.

σ_{2x}	693 MPa
σ_{2y}	-693 MPa

4.1.2 Contato cilindro – cilindro.

Para o contato utilizando cilindros na modelagem da roda e trilho, foram considerados os mesmos dados da tabela 4.1, mas com os raios especificados na tabela 4.6. Os raios ortogonais da roda e do trilho não são considerados nesse tipo de modelo, como descrito no capítulo 3. A largura da banda da roda foi adotada como sendo 1 polegada (0,0254 m). Esse valor é adotado por Kumar (Kumar, 1989) em seus cálculos para análise da tensão de contato roda – trilho.

Tabela 4.6: Raios da roda e do trilho para o modelo cilindro – cilindro, segundo Kumar (1989).

Raio principal da roda (R_1)	0,4826 m (19")
Raio principal do trilho (R_2)	∞
Largura da banda da roda (L)	0,0254 m (1")

As tensões calculadas serão as máximas. Como no contato elíptico, estão na superfície ($z = 0$) e no centro da região de contato ($x = y = 0$). A tensão de cisalhamento será máxima a uma profundidade $z = 0,786a$. Os resultados se encontram na tabela 4.7.

Tabela 4.7: Tensões de contato máximas para o modelo cilindro – cilindro.

σ_x	-664 MPa
σ_y	-388 MPa
σ_z	-664 MPa
P_{med}	521 MPa
τ_{xz}	202 MPa

No Anexo II são mostrados os gráficos da variação das tensões calculadas com a profundidade (z) e com o semi – eixo (a). Por estes resultados, fica claro que o valor máximo da tensão de cisalhamento não está na superfície e sim um pouco abaixo dela.

4.1.3 Discussão da Teoria de Hertz.

Os resultados calculados acima, são representativos de condições restritas de contato roda – trilho. Com se sabe, a roda durante o sua vida em serviço, sofre mudanças em sua estrutura que afetam diretamente o contato. Logo durante os primeiros ciclos de carregamento o material da roda no contato, que está sob uma tensão bastante alta (acima do limite de escoamento), sofre escoamento. A combinação do desgaste com esse escoamento, causa um aumento na área de contato e como conseqüência uma redução nos valores das tensões de contato. Medições feitas por Kumar (Kumar, 1981), mostram exatamente isso. Em seus ensaios feitos em laboratório no dispositivo I.I.T-GMEMD, ele determinou que a área de contato tem seu valor inicial dado pela Teoria de Hertz apenas no primeiro ciclo de carregamento. A medida que o número de ciclos de carregamento aumentava, a área de contato também aumentava, devido o escoamento e ao desgaste. Após aproximadamente 45000 ciclos de carga o valor da área de contato, torna-se estável e é aproximadamente 70% maior que o valor inicial calculado por Hertz. As tensões são reduzidas para valores 60% menor que os calculados por Hertz. Para um vagão de 125 toneladas a pressão média vertical no contato (P_m) se estabiliza na faixa dos 634 MPa (92 kpsi) . Para um vagão de 120 toneladas (15 toneladas por roda), a pressão média será reduzida para 584 MPa (85 kpsi) . Isso é mostrado através das figuras 2.11, 2.12 e 2.13.

O contato cilindro –cilindro, é uma aproximação feita para o cálculo de contato roda – trilho. Nesse tipo de contato, a roda é modelada como um cilindro de comprimento de aproximadamente 1” (25 milímetros) e o trilho como um plano. Kumar usou esse modelo tentando estabelecer o valor da tensão máxima no contato para roda e o trilho gastos. Com isso ele estabeleceu um limite inferior de tensão para esse condição e esse limite pode ser determinado pela Teoria de Hertz. Essa é uma das aplicações do modelo cilindro – cilindro para o contato roda – trilho, já que para roda e trilhos novos o modelo elíptico é o mais adequado.

4.2 Resultados da Teoria de Kalker.

Nesse cálculo leva-se em consideração alguns parâmetros da dinâmica de veículos ferroviários. Foi levado em conta o escorregamento entre a roda e o trilho, o que tornou a análise mais próxima do que acontece realmente em campo. Como dito anteriormente, Kalker, em seu modelo, propõe a determinação de forças das forças tangenciais ao plano de contato nas direções x e y . Essas forças são função de diversos parâmetros, sendo um dos mais importantes o microescorregamento. As tensões que foram calculadas a partir desse método serão tensões de cisalhamento τ_{xz} e τ_{yz} , pois as forças tangenciais são cortantes que atuam no plano de contato. Kalker não propõe a determinação das tensões normais em sua teoria. Como pode ser observado na rotina de FASTSIM, a pressão normal ao plano de contato (σ_y) é obtida direto da Teoria de Hertz. Logo, os valores das tensões normais σ_x , σ_y e σ_z são os mesmos calculadas no item 3.1.1.

Para o cálculo das forças tangenciais e, conseqüentemente, das tensões de cisalhamento, foi utilizado o algoritmo de FASTSIM, descrito no capítulo 3. Para tanto, utilizou-se software MATLAB v.5.2 como ferramenta para escrever a rotina. Esse software, usa uma linguagem própria baseada na linguagem de programação PASCAL.

As forças foram calculadas para cada elemento da elipse na direção longitudinal e lateral. O valor da força total em cada direção é dado pelo somatório das forças em cada elemento. Foram considerados como dados de entrada os semi – eixos a e b da elipse de contato calculados no item 3.1.1 pela Teoria de Hertz. Os valores dos microescorregamento longitudinal e lateral, foram baseados na tese de doutorado de Barbosa (Barbosa, 1999). O valor do microescorregamento de spin, sendo função da conicidade da roda, é obtido através da equação 3.57. O número de elementos foi estimado de modo que cobrisse de maneira uniforme toda a elipse sem aumentar desnecessariamente o gasto computacional. O coeficiente de fricção é função das condições do trilho e da velocidade da locomotiva. Seus valores são melhor representados em um gráfico onde o coeficiente de fricção varia em função da velocidade da locomotiva para uma determinada condição de trilho. Esse gráfico, publicado pela “Air Brake Association” (in Roza, 1989), dá uma idéia geral da aderência disponível, com trilhos em quatro condições diferentes. Esse gráfico é mostrado na figura 4.1.

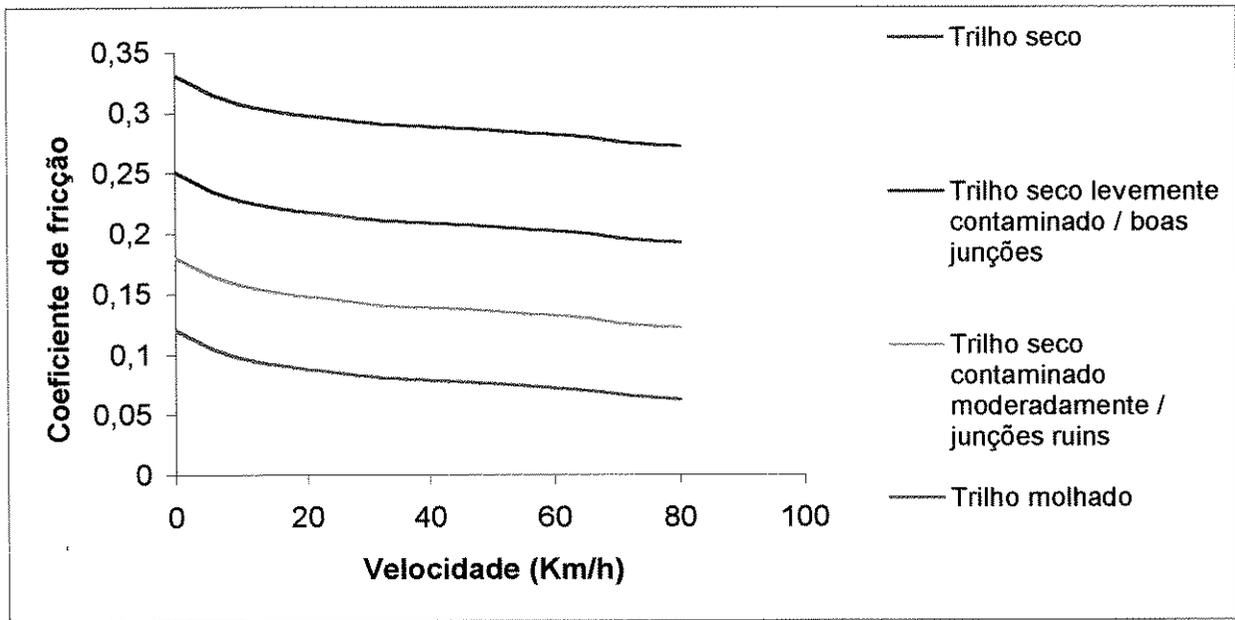


Figura 4.1: Coeficiente de fricção em função da velocidade para quatro tipos de trilho (in Roza, 1989).

Para os cálculos a serem feitos, considerou-se o vagão a uma velocidade constante de aproximadamente 60 km/h e uma condição de trilho seco para o valor do coeficiente de fricção dinâmico (μ_d). Para o estático, adotou-se μ_e .

Os demais dados, inclusive o carregamento, são constantes e se encontram na tabela 4.8 abaixo.

Tabela 4.8: Dados de entrada para a rotina de FASTSIM.

Módulo de Rigidez da roda (G_1)	$79,3 \times 10^9$ MPa
Módulo de Rigidez do trilho (G_2)	$79,3 \times 10^9$ MPa
Semi – eixo na direção longitudinal (a)	0,0087 m
Semi – eixo na direção lateral (b)	0,0057 m
Microescorregamento longitudinal (ξ_x)	-0,002
Microescorregamento lateral (ξ_y)	0,001
Microescorregamento de spin (ξ_{sp})	0,1035
Número de faixas da elipse (m)	12
Número de elementos dentro da faixas (n)	10
Coefficiente de fricção estático (μ_e)	0,32
Coefficiente de fricção dinâmico (μ_d)	0,29
Carregamento vertical (N)	150000 N (15t)

Com os dados de entrada acima, calculou-se os valores para as forças tangenciais longitudinais (F_x) e laterais (F_y). Os resultados se encontram na tabela 4.9.

Tabela 4.9: Forças tangenciais no contato calculadas a partir da rotina de FASTSIM.

F_x	32,42 kN
F_y	-23,27 kN

As tensões de cisalhamento médias τ_{xz} e τ_{yz} são calculadas dividindo-se os valores das forças tangenciais pela área total da elipse. Para a determinação da tensão em um ponto do contato pode-se dividir a força no elemento pela área deste. A tabela 4.10 mostra esses valores.

Tabela 4.10: Tensões de cisalhamento na superfície de contato calculadas a partir da rotina de FASTSIM.

τ_{zx}	210,33 MPa
τ_{zy}	-150,93 MPa

Os pontos onde as forças foram calculadas na elipse de contato (elementos) são mostrados na figura 4.2. Nela estão detalhados os elementos em aderência e em escorregamento, assim como os vetores das forças tangenciais em cada um dos elementos, representados por setas.

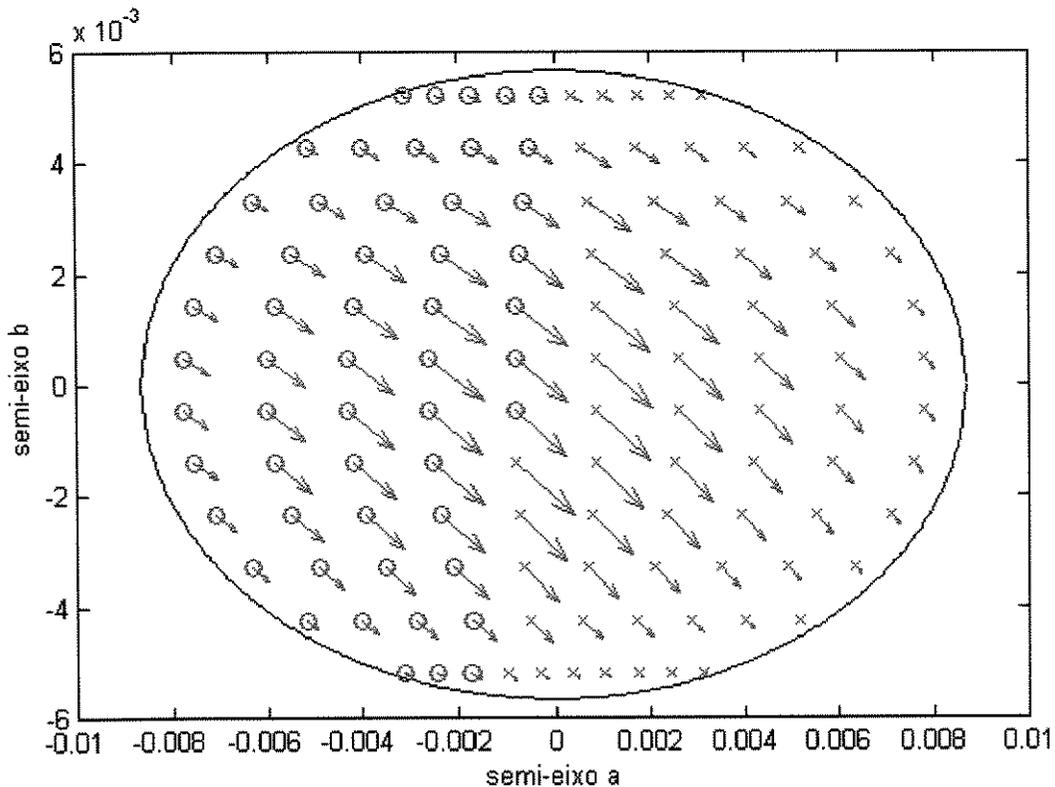


Figura 4.2: Discretização da elipse de contato mostrando duas regiões: aderência (○) e escorregamento (x). O vetor representa a força resultante em cada elemento.

Os valores das forças tangenciais, como dito anteriormente, são função dos microescorregamentos. Foi traçado então um gráfico da força longitudinal e lateral total em função de cada um dos micro escorregamentos. Esses gráfico se encontram nas figuras 4.3, 4.4 e 4.5.

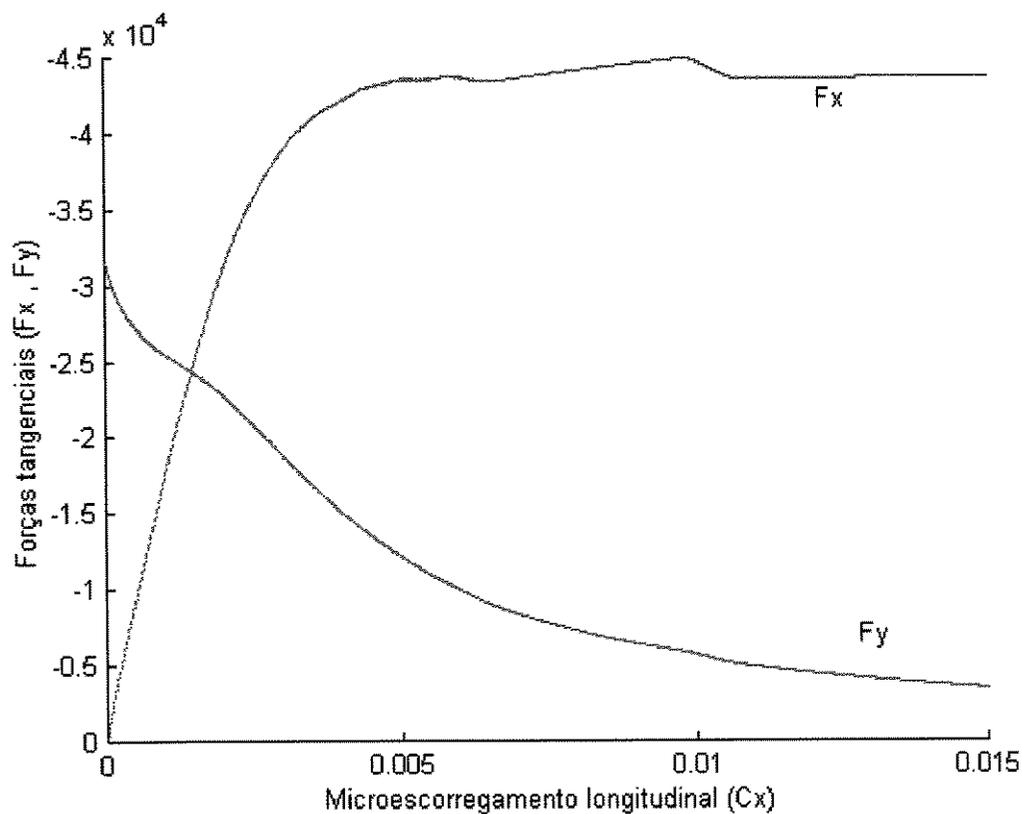


Figura 4.3: Força longitudinal (F_x) e lateral (F_y) em função do microescorregamento ξ_x . O microescorregamento lateral manteve constante no valor dado na tabela 4.9.

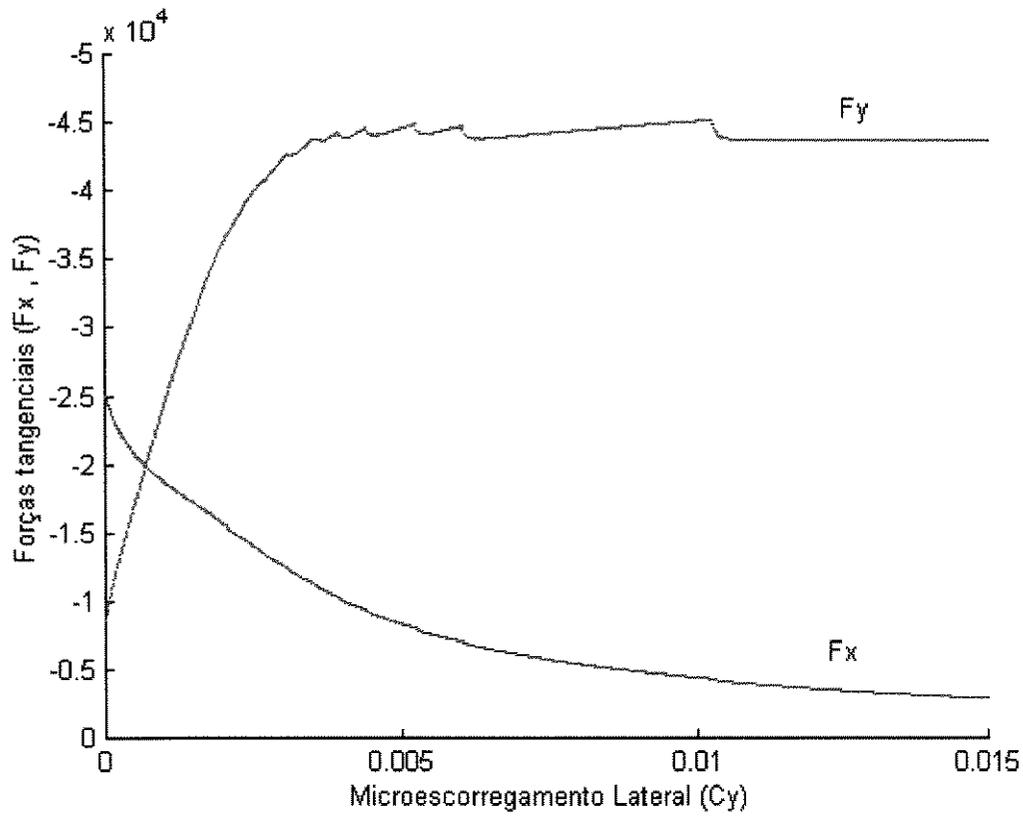


Figura 4.4: Força longitudinal (F_x) e lateral (F_y) em função do microescorregamento ξ_y . O microescorregamento longitudinal manteve constante no valor dado na tabela 4.9.

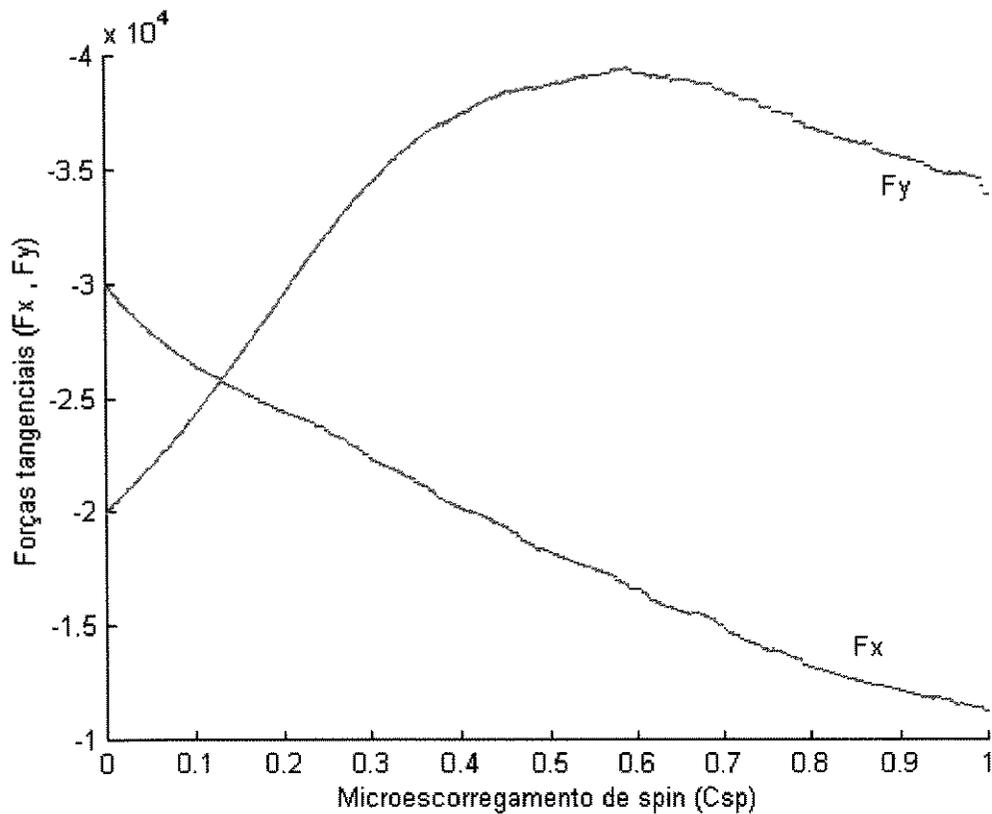


Figura 4.5: Força longitudinal (F_x) em função do microescorregamento ξ_{sp} . O microescorregamento longitudinal e lateral mantiveram-se constante no valor dado na tabela 4.9.

4.2.1 Discussão da Teoria de Kalker.

Através da Teoria de Kalker pode-se observar a influência dos microescorregamentos nas forças no contato. Na figura 4.3 nota-se que a medida que o microescorregamento longitudinal aumenta, a força tangencial longitudinal (F_x) aumenta até um determinado valor, onde ocorre saturação, isto é, a partir desse ponto o aumento do microescorregamento não irá causar nenhum aumento na força longitudinal. Esse valor de força saturada, corresponde ao valor máximo dado pela lei de Coulomb:

$$F_x = \mu N \tag{Eq.4.1}$$

O valor da força tangencial não pode exceder o valor do produto do carregamento vertical pelo coeficiente de fricção (Lei de Coulomb). No algorítmico de FASTSIM, a comparação é feita entre o valor da tração resultante no elemento (p) e o produto entre a pressão nesse elemento e o coeficiente de fricção.

A força tangencial lateral tem seu valor máximo quando o microescorregamento longitudinal é zero, diminuindo até um valor próximo a zero, onde qualquer aumento do microescorregamento longitudinal não influenciará no seu valor.

Para o microescorregamento lateral, ocorre o mesmo comportamento das forças, só que no inverso. A força lateral aumenta até um valor máximo de saturação, não se alterando com o aumento do microescorregamento. A força longitudinal, por sua vez diminui até se estabilizar próximo de zero.

Pode-se concluir que o aumento do microescorregamento em uma dada direção (longitudinal ou lateral) causa um aumento na força na mesma direção. Isso era de se esperar, pois as forças tangenciais são proporcionais as suas respectivas trações (p_x e p_y). Estas por sua vez são proporcionais aos escorregamentos w_x e w_y respectivamente. O escorregamento w_x depende diretamente do microescorregamento longitudinal (independe do lateral) e o escorregamento w_y depende do lateral (independe do longitudinal). A queda no valor da força tangencial longitudinal (F_x) e lateral (F_y), devido ao aumento do microescorregamento lateral (ξ_y) e longitudinal (ξ_z), respectivamente, pode ser explicada através da resultante da força em cada elemento. Com o aumento do microescorregamento longitudinal ocorre um aumento da força tangencial na mesma direção. Isso faz com que o vetor resultante das forças que atuam no elemento tenda a aumentar na direção da força longitudinal. Como consequência, o vetor da força lateral irá diminuir. Se o valor do microescorregamento longitudinal continuar aumentando após a saturação da força longitudinal (valor máximo), a resultante das forças tangenciais terá a mesma direção e valor da força longitudinal, e a força lateral assumirá um valor nulo. O mesmo acontece quando aumenta-se o microescorregamento lateral: a força lateral aumenta e a longitudinal diminui.

As tensões geradas a partir da Teoria de Kalker são tensões de cisalhamento, visto que as forças calculadas por ele são tangenciais (cortantes), no plano de contato. Para o cálculo dessas tensões foi levado em consideração o escorregamento entre a roda e o trilho. Esse escorregamento é calculado com bastante precisão para cada ponto da área da elipse, assim como a força correspondente em cada um deles. Kalker, em sua teoria, não propõe a determinação das tensões normais ao contato. Esses valores são obtidos diretamente da Teoria de Hertz, sendo a distribuição de tensão vertical (σ_z), a única utilizada por Kalker em seus cálculos.

4.3 Resultados do Método de Elemento Finitos (ANSYS).

Através do software computacional ANSYS, pode-se modelar a roda e o trilho e colocá-los em contato através de um carregamento aplicado. A roda foi modelada por apenas $\frac{1}{4}$ do volume total, em sua porção inferior junto ao contato. Através das restrições impostas no plano da roda, perpendicular ao contato na direção longitudinal (z), e de restrições na região do eixo na direção lateral (x), pode-se obter um modelo bastante representativo de uma roda real. O trilho foi modelado com comprimento suficiente para que cobrisse toda a área de contato. As extremidades da roda e do trilho no modelo coincidiram exatamente no plano que corta ao meio a região de contato. A figura 3.19 ilustra essas restrições.

A modelagem da roda ficou limitada pelos recursos computacionais disponíveis na Faculdade de Engenharia Mecânica. Um modelo considerando uma roda completa elevaria extremamente o número de elementos e, como conseqüência, o número de nós. Com um maior número de nós, aumentaria também o número de graus de liberdade e das equações a serem resolvidas, requerendo um tempo de computação maior para a obtenção dos resultados. Além disso, há também a limitação de área de trabalho (“hard disc”).

A malha gerada, tanto na roda como no trilho, foi refinada próximo à interface de contato. Com elementos menores em uma determinada região, aumenta-se o número de nós, fazendo com que aja uma melhor distribuição dos pontos para o cálculo da tensão naquela região. No resto da roda e do trilho foi utilizada uma malha mais grosseira, pois além de não ser de interesse desse

trabalho analisar tensões em outras partes da roda ou do trilho, isso diminui o número de nós e, conseqüentemente, o tempo de processamento.

Como o modelo inclui apenas $\frac{1}{4}$ da roda, a área de contato será a metade da área real de contato. Com isso o carregamento aplicado será metade das 15 toneladas aplicadas por roda normalmente, portanto 7,5 toneladas.

Devido à definições internas ao próprio ANSYS, os eixos coordenados estão invertidos em relação ao sistema usado nos cálculos por Hertz e por Kalker. Sendo assim, será mantido o sistema adotado pelo ANSYS, com a seguinte definição:

- Direção $x \Rightarrow$ direção lateral ao rolamento (σ_x).
- Direção $y \Rightarrow$ direção vertical (σ_y).
- Direção $z \Rightarrow$ direção longitudinal ao rolamento (σ_z).

Para rodar um problema de contato no ANSYS é necessário, antes de aplicar qualquer carregamento, impor um pequeno deslocamento na roda na direção do trilho para que as duas superfícies encostem uma na outra. Com isso o programa é informado de que existe uma superfície (trilho) que irá suportar a roda com um carregamento aplicado. Esse deslocamento deve ser o menor possível, para que não gere tensões altas e assim influencie o resultado. Esse deslocamento é o primeiro “passo de carga”.

Como o carregamento a ser aplicado é bastante elevado (7,5t), é necessário dividir o carregamento total em pequenos sub – passos de carga. O primeiro passo de carga é considerado um deslocamento imposto. O segundo é o carregamento a ser aplicado. Esse carregamento foi dividido em pequenos sub – passos com o objetivo de aplicar valores menores de carga, para que o contato seja feito de maneira gradual. Caso fosse aplicada toda a carga de uma só vez, o software não “leria” o contato, e a roda poderia “atravessar” o trilho, ocorrendo movimento de corpo livre. Após a aplicação do deslocamento inicial, deve-se removê-lo e em seguida aplicar o carregamento total.

A rigidez normal no contato (K_n) foi ajustada para valor próximo a da rigidez do aço. A rigidez tangencial (K_t), por sugestão do próprio programa, é 1% do valor K_n . O método de análise do contato foi ajustado para o métodos das penalidades, conforme descrito no capítulo 3. Os demais parâmetros foram ajustados automaticamente pelo programa, para que este assumisse valores adequados de acordo com a solução do modelo. Os valores dos parâmetros contidos se encontram na tabela 4.11.

Tabela 4.11: Parâmetros de entrada para o cálculo no contato com o software ANSYS.

Módulo de elasticidade da roda (E_1)	207×10^9 MPa
Módulo de elasticidade do trilho (E_2)	207×10^9 MPa
Coefficiente de Poisson da roda (ν_1)	0,292
Coefficiente de Poisson do trilho (ν_2)	0,292
Coefficiente de fricção estático (μ_e)	0,32
Nº de sub – passos (desloc.)	4
Nº mínimo de sub – passos (desloc.)	3
Nº máximo de sub – passos (desloc.)	10
Nº de sub – passos (carreg.)	90
Nº mínimo de sub – passos (carreg.)	20
Nº máximo de sub – passos (carreg.)	110
Coefficiente de rigidez normal (K_n)	1000000
Coefficiente de rigidez tangente (K_t)	10000
Carregamento aplicado	75000 N (7,5t)

Os resultados com os valores das tensões são representados no ANSYS através de gráficos contendo a distribuição de tensão em um corte transversal ao plano de contato. Cada cor nesses gráficos representa um intervalo de tensões dado por um valor máximo e outro mínimo. Em cada região existe um nó com um valor máximo de tensão. Uma vista oblíqua da roda e do trilho, é dada na figura 4.6.

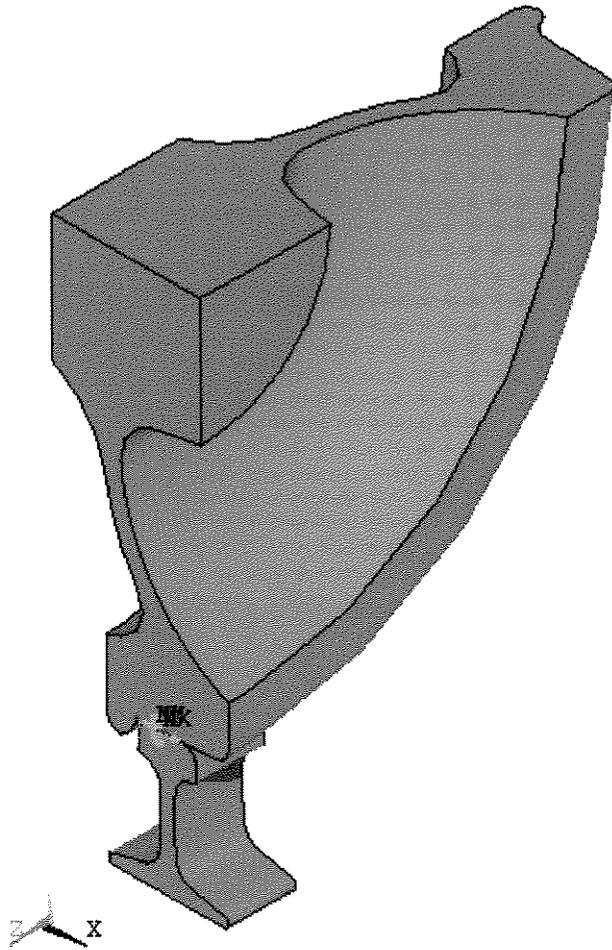


Figura 4.6: Vista oblua das tensões verticais calculada pelo M.E.F (ANSYS).

4.3.1 Distribuição de tensão na direção vertical (σ_y).

A figura 4.7 mostra em detalhe a região de contato a partir de um corte perpendicular ao plano de contato. A direita são mostradas as faixas de tensão.

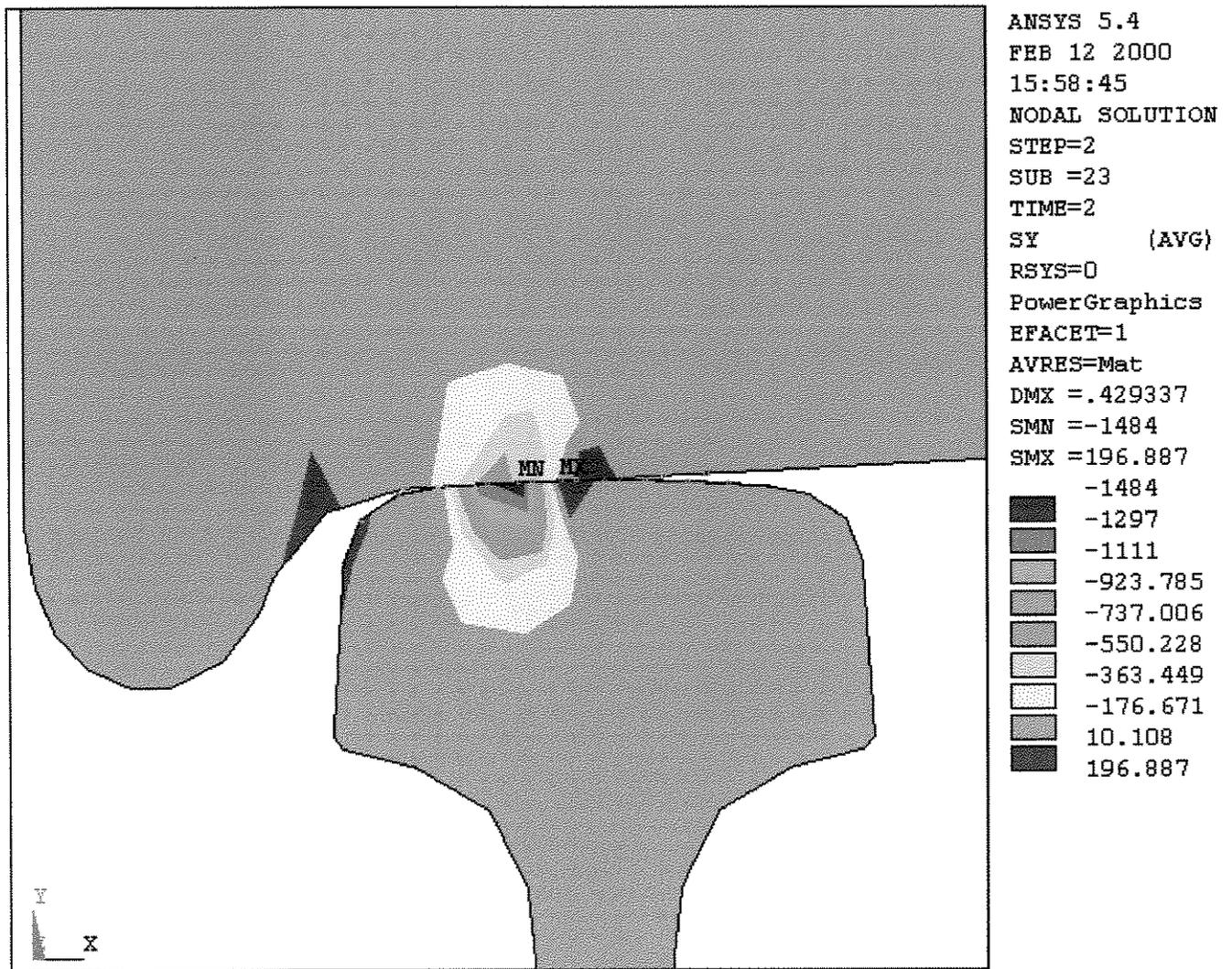


Figura 4.7: Distribuição de tensão na direção vertical (y) [MPa].

Na figura 4.8, tem-se uma amplificação da região de contato na banda da roda, o que permite melhor visualização do ponto (nó) de tensão máxima na direção vertical. O valor da tensão vertical nesse nó é dado na tabela 4.3. Há uma pequena falta de simetria em relação a parte superior da figura, que define a seção de corte. Provavelmente por causa das limitações do modelo, especialmente quanto há restrições na direção de rolamento.

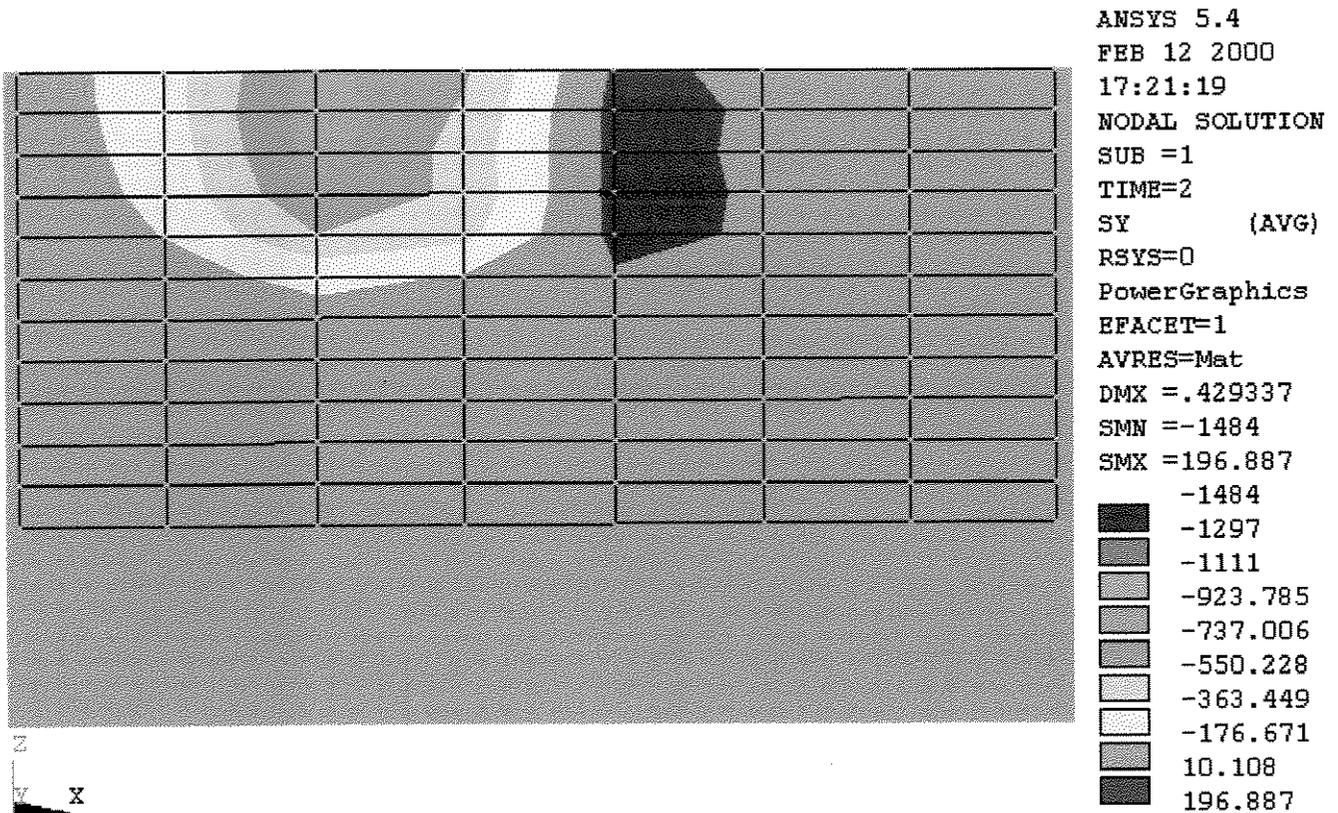


Figura 4.8: Detalhe da área de contato com as tensões normais na direção vertical. Vista da roda de baixo para cima na figura 4.7 [MPa].

Tabela 4.12: Tensão normal máxima – direção vertical.

<i>N^o do nó</i>	2229
σ_y	-847 MPa

4.3.2 Distribuição de tensão na direção longitudinal (σ_z).

A figura 4.9 mostra a distribuição de tensão na direção longitudinal. Deve ser notado que essas tensões correspondem ao efeito da compressão no contato e não ao deslizamento, já que o modelo é estático. Embora fique difícil a visualização das tensões na roda através dessa figura, essas podem ser vistas na figura que se segue (Figura 4.10).

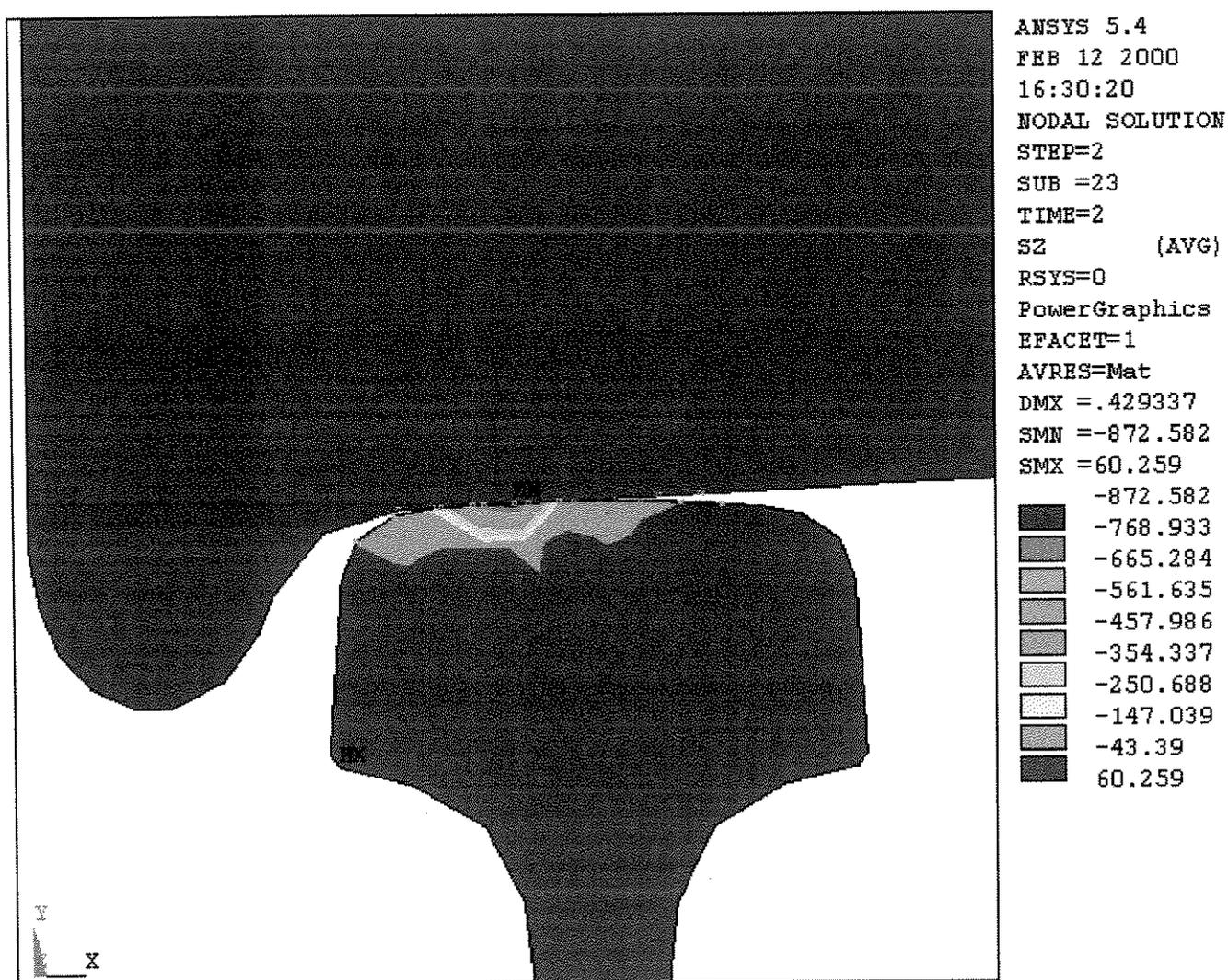


Figura 4.9: Distribuição de tensão na direção longitudinal (z) [MPa].

O detalhe dos elementos e a respectiva distribuição de tensões longitudinais pode ser vista na figura 4.10. O valor da tensão máxima é dado na tabela 4.13.

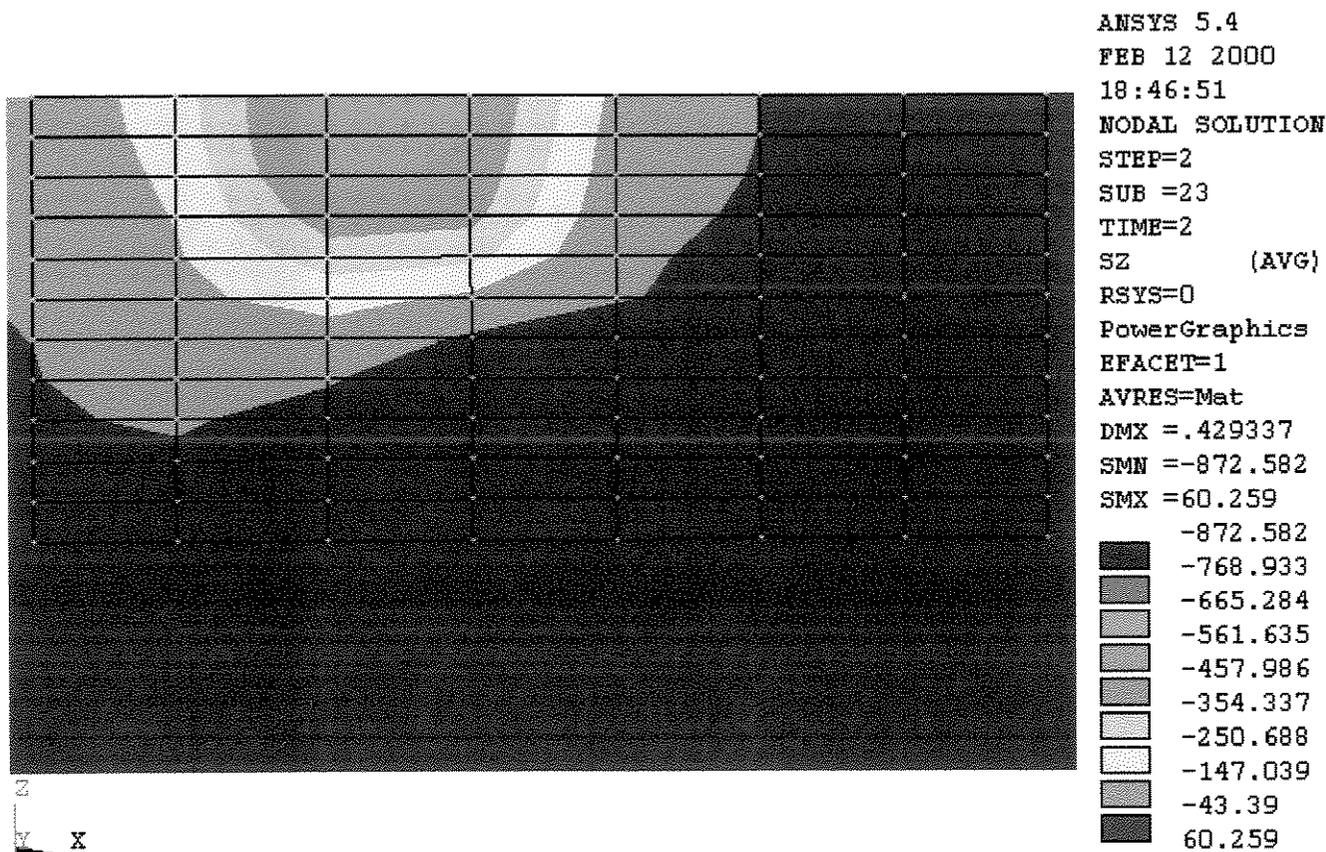


Figura 4.10: Detalhe da área de contato com as tensões normais na direção longitudinal. Vista da roda de baixo para cima na figura 4.9 [MPa].

Tabela 4.13: Tensão normal máxima – direção longitudinal.

<i>Nº do nó</i>	2229
σ_z	-523 MPa

4.3.3 Distribuição de tensão na direção lateral (σ_x).

A distribuição de tensões na direção lateral é mostrada nas figuras 4.11 e 4.12. As áreas de tração em ambas correspondem à tensões muito baixas e são oriundas das deformações elásticas envolvidas. A tabela 4.14 mostra o valor da tensão máxima.

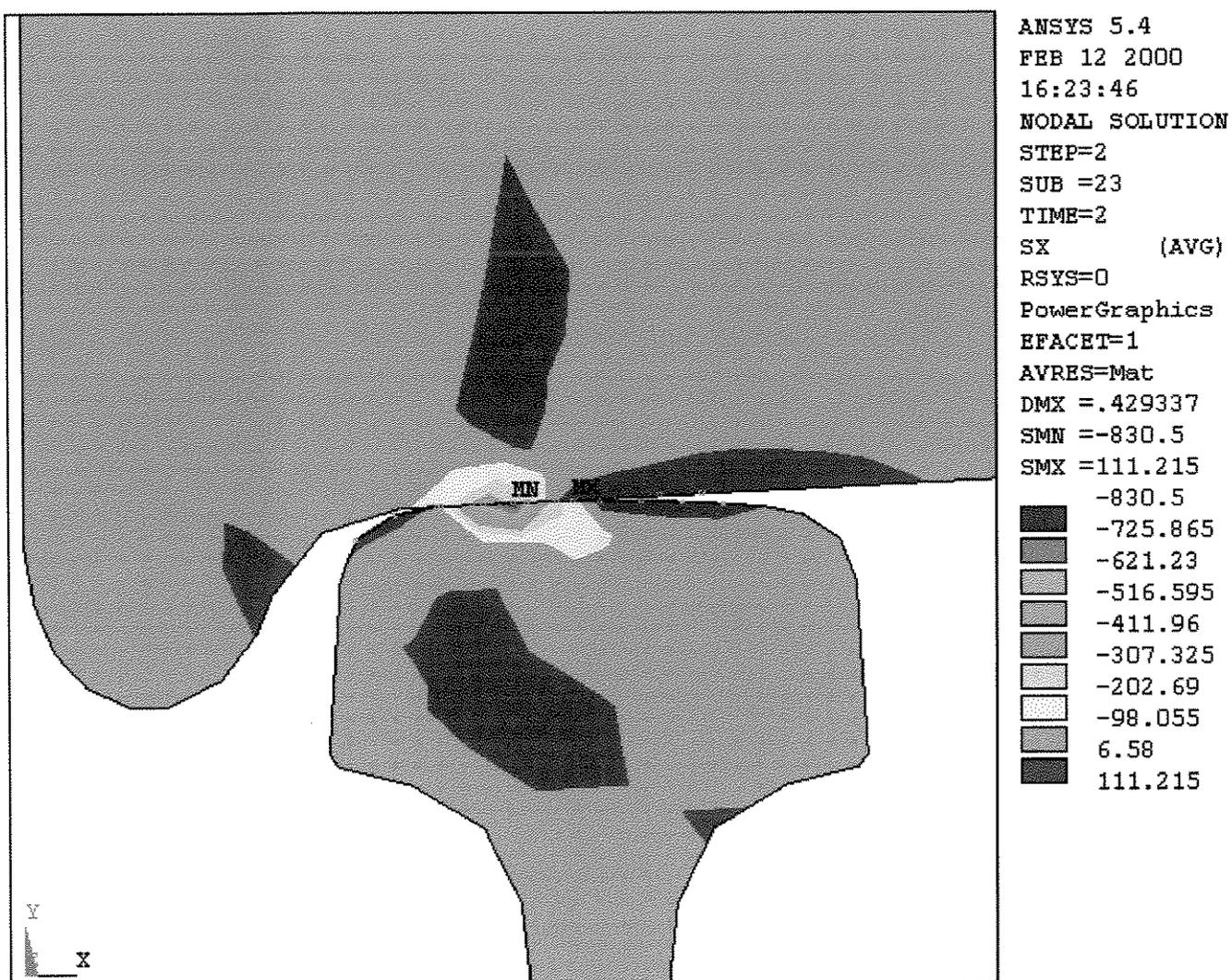


Figura 4.11: Distribuição de tensão na direção lateral (x) [MPa].

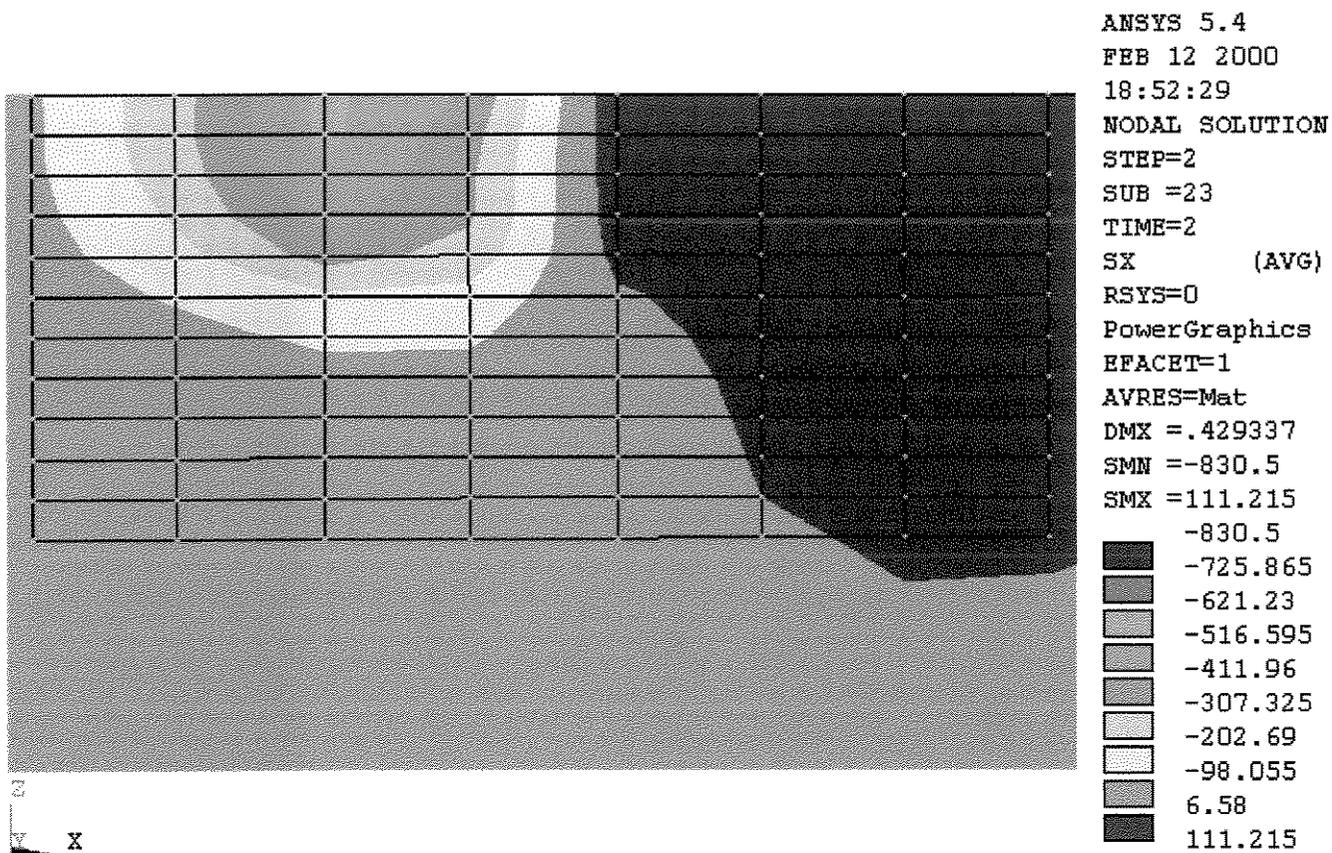


Figura 4.12: Detalhe da área de contato com as tensões normais na direção lateral. Vista da roda de baixo para cima na figura 4.11 [MPa].

Tabela 4.14: Tensão normal máxima – direção lateral.

<i>Nº do nó</i>	2229
σ_x	-543 MPa

4.3.4 Distribuição de tensão de cisalhamento no plano X (τ_{xy}).

A figura 4.13 mostra a distribuição de tensão de cisalhamento no plano xy. Nota-se duas regiões no contato onde as direções da tensão de cisalhamento são opostas.

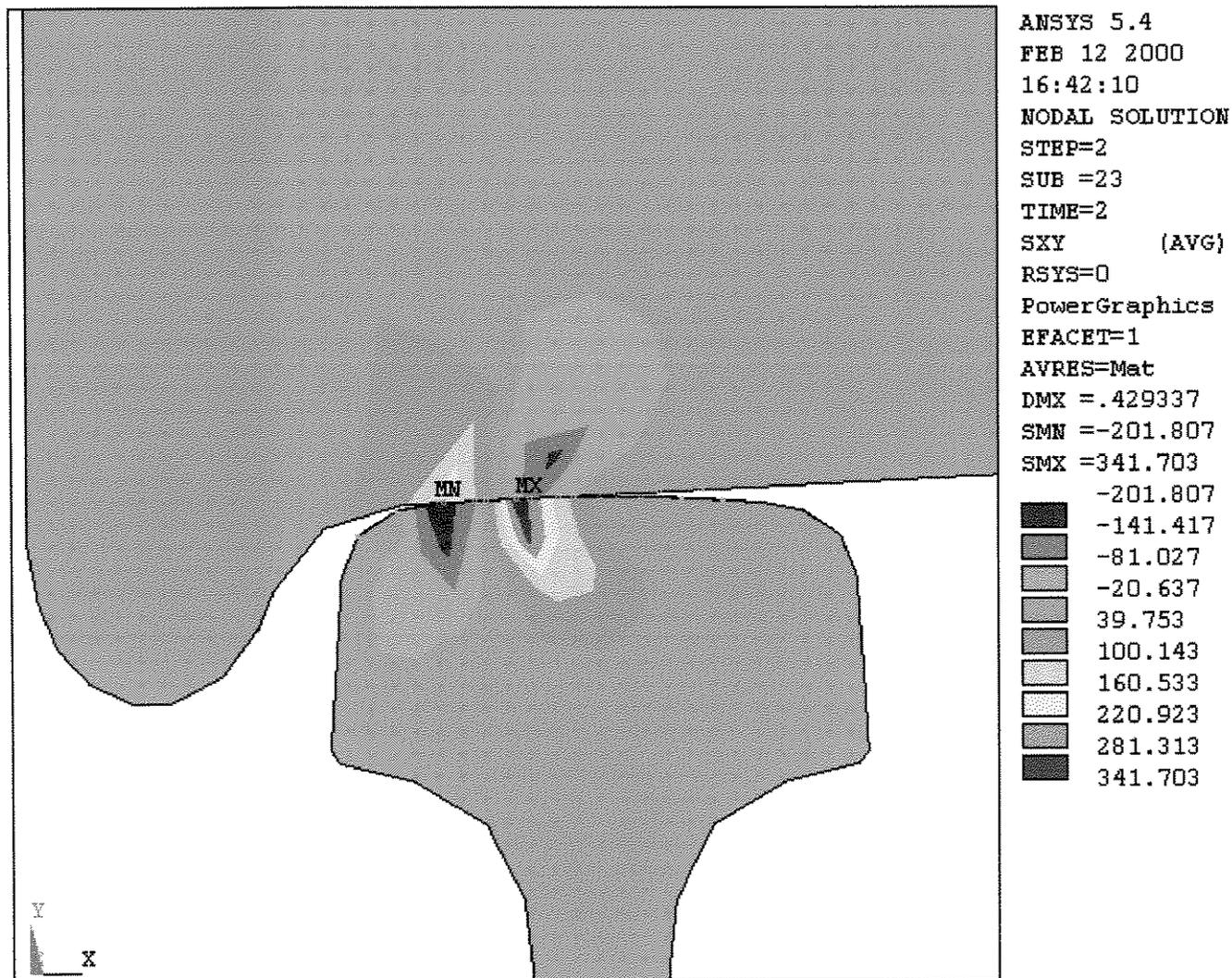


Figura 4.13: Distribuição de tensão de cisalhamento τ_{xy} [MPa].

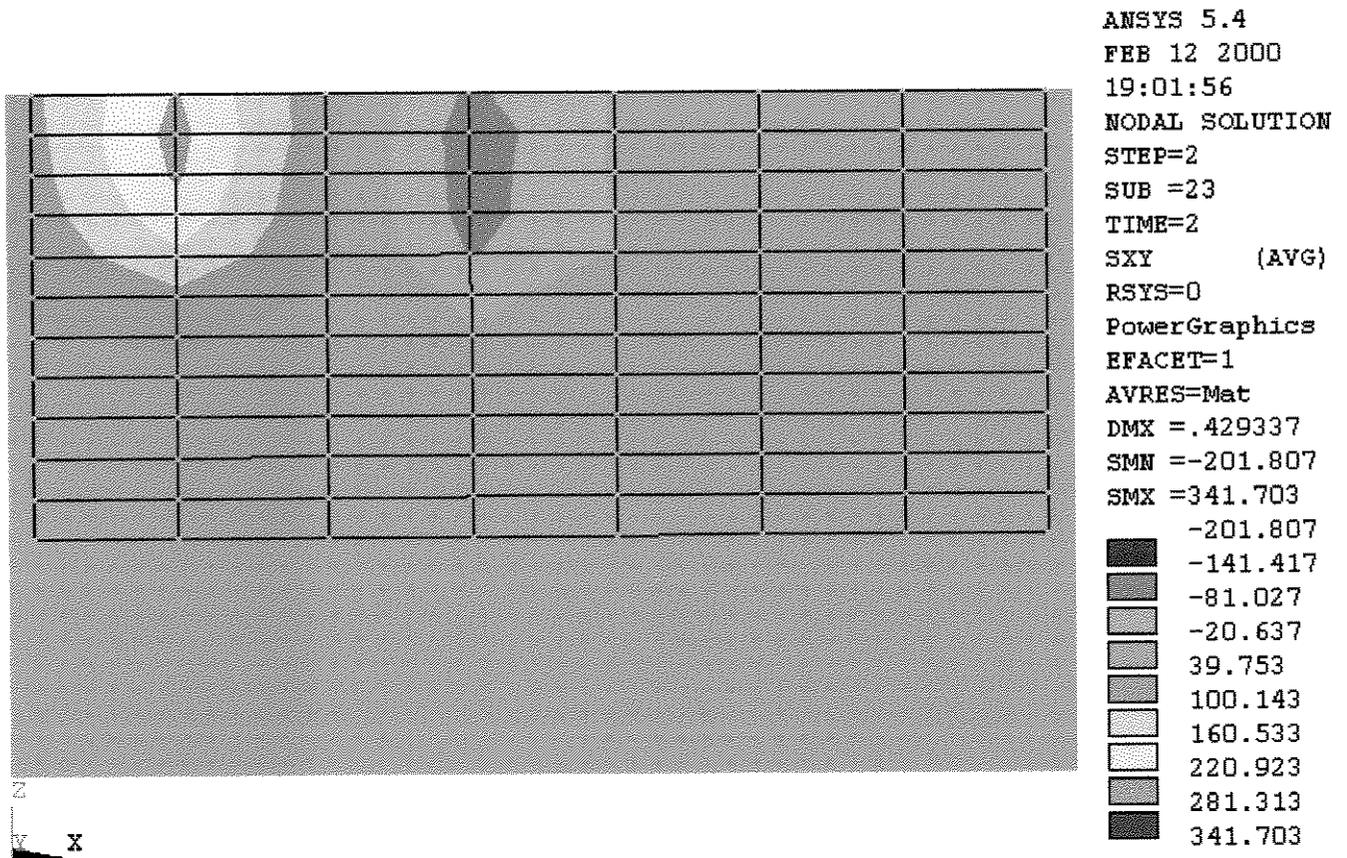


Figura 4.14: Detalhe da área de contato com as tensões de cisalhamento τ_{xy} . Vista da roda de baixo para cima na figura 4.13.

Tabela 4.15: Tensão de cisalhamento máxima.

<i>N^o do nó</i>	2214
τ_{xy}	-241 MPa

A tabela 4.16 mostra as tensões normais e de cisalhamento máximas na superfície de contato da roda.

Tabela 4.16: Tensões normais e de cisalhamento máximas.

σ_x	-543 MPa
σ_y	-847 MPa
σ_z	-523 MPa
τ_{xy}	241 MPa

4.4 Cálculo da Resistência da Roda e da Vida em Serviço.

Rodas ferroviárias utilizadas em vagões de carga são classificadas de acordo com seu formato, tipo de tratamento de endurecimento superficial e o material do qual são feitas. A classe de material depende fundamentalmente da quantidade de carbono. A tabela 4.17 mostra a composição química e as classes normalizadas pela Associação Americana de Ferrovias (A.A.R.). A classe de material U não recebe o tratamento superficial, que consiste no resfriamento instantâneo da superfície de rolamento por jatos de água. Assim, as demais rodas possuem dureza superficial maior. Esse tratamento modifica a estrutura superficial, criando bainita ou uma estrutura perlítica mais refinada nessa região. As classes B e C são as mais utilizadas no Brasil.

Norton (1996) comenta que o desgaste superficial, conforme determinado por Morrisson e Cram, não parece sofrer influência da dureza superficial, contrariando todos os demais pesquisadores sobre o assunto (Santos, 1992). A dureza superficial das rodas classe B e C é mostrada nas figuras 4.15 e 4.16, respectivamente. A dureza máxima esperada em rodas classe B, na superfície do rolamento, é de cerca de 340 HB e para a classe C esse valor é 363 HB.

Tabela 4.17: Composição química dos aços das rodas ferroviárias (Santos, 1992).

% em Peso	Classe				
	U	L	A	B	C
% C	0,65 - 0,80	max. 0,47	0,47 - 0,57	0,57 - 0,67	0,67 - 0,77
% Mn	0,60 - 0,85				
% P	no máximo 0,05				
% S	no máximo 0,05				
% Si	no máximo 0,15				
%Fe	o restante				

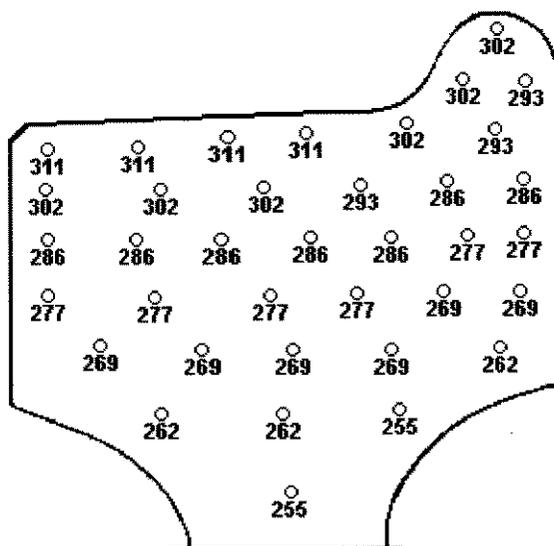


Figura 4.15: Distribuição de dureza no aro da roda classe B (Santos, 1992).

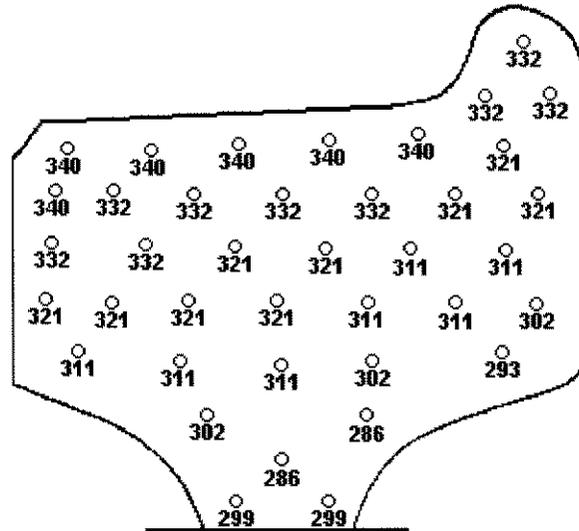


Figura 4.16: Distribuição de dureza no aro da roda classe C (Santos, 1992).

A resistência estática para uma amostra do material de classe B é apresentada na figura 4.17. Os limites de escoamento e ruptura encontrados são 580 e 990 MPa, respectivamente. Para a classe C, as principais propriedades são dadas na tabela 4.18 (Griffin, 1999).

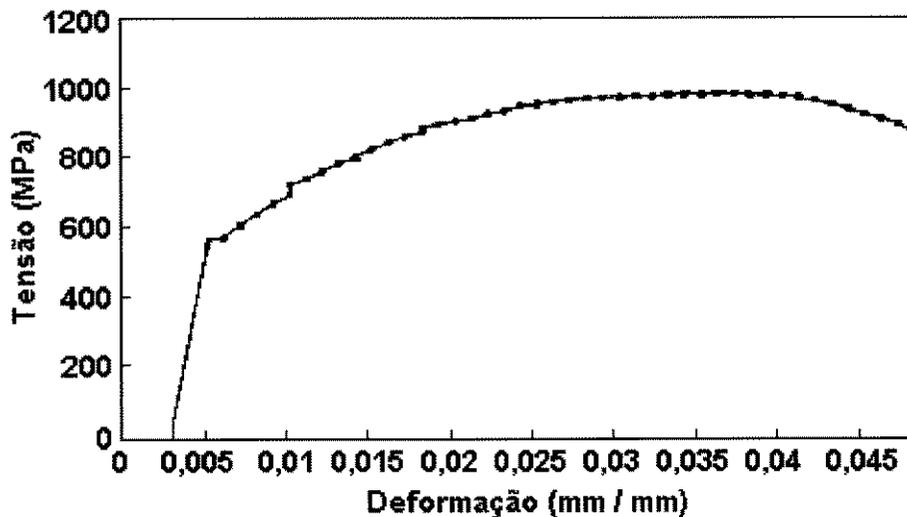


Figura 4.17: Diagrama tensão – deformação de aço classe B (Santos, 1992).

Tabela 4.18: Composição Química e Propriedades do Material de Rodas classe C (Griffin, 1999).

Componentes						
Carbono	0,72	0,71	0,75	0,67	0,67	0,72
Manganês	0,71	0,73	0,79	0,71	0,67	0,70
Silício	0,48	0,5	0,54	0,52	0,46	0,49
Fósforo	0,01	0,01	0,01	0,01	0,03	0,01
Enxofre	0,03	1,02	0,20	0,02	0,02	0,02
Propriedades						
Limite de Escoamento (MPa)	745	710	785	710	689	717
Limite de Resistência (MPa)	1047	1068	1089	1068	1020	1020
Dureza Brinell (HB)	341	341	363	341	321	321

4.4.1 Modelo de Buckingham.

Segundo Buckingham, o material de rodas tem o valor da resistência no contato proporcional à dureza superficial. Assim, para o material de classe B a resistência máxima é dada por:

$$S_c = 2,76 HB - 70$$

$$S_c = 2,76 \times 340 - 70$$

$$S_c = 868 \text{ Mpa}$$

O valor da dureza mínima para a superfície da roda classe B é cerca de 320 HB, o que reduziria a resistência S_C para cerca de 813 MPa. Para o material de classe C, a resistência é:

$$S_c = 2,76 \times HB - 70$$

$$S_c = 2,76 \times 363 - 70$$

$$S_c = 932 \text{ MPa}$$

O valor calculado da resistência corresponde a uma estimativa para a vida a 100 milhões de ciclos sob carregamento. Em rodas de diâmetro (D) de 965 mm (38"), um determinado ponto da roda percorre todo o perímetro antes de ser novamente solicitado, completando um ciclo. O perímetro em metros pode ser calculado por:

$$P_{er} = \pi D$$

$$P_{er} = \pi 0,965$$

$$P_{er} = 3 \text{ m}$$

O percurso necessário para completar 100 milhões de ciclos é dado pelo produto entre o perímetro e o número de ciclos, ou seja, uma roda atingirá 100 milhões de ciclos em 300 mil quilômetros sob carga, desde que o ponto de contato seja sempre o mesmo, tanto na roda quanto no trilho, para todos os ciclos de carga. Numa aplicação típica, com veículos circulando em uma via onde o transporte de carga é em um sentido, a vida alcançaria 600 mil quilômetros antes do aparecimento do "pitting", se o carregamento normal causasse uma tensão equivalente à S_C e o efeito do tráfego em vazio fosse desprezível. Na realidade se trata do surgimento do problema, a escamação ou "pitting" iniciam-se sob os mesmas condições de carregamento.

4.4.2 Modelo de Morrison.

Morrison e Cram (in Norton,1996) não realizaram ensaios para os materiais de roda e trilho. Como é sabido, a resistência no contato tem uma relação estreita com os tipos de materiais envolvidos. Assim, o mesmo material, quando rolando sobre corpos de materiais diferentes, comporta-se de forma diferente. Utilizar as propriedades de um outro par de materiais pode servir apenas como uma indicação da tendência da resistência. Não há outra alternativa no momento, já que não são disponíveis valores experimentais das propriedades para o contato entre a roda e o trilho. Um problema adicional é que os estudos de Morrison e Cram são para o contato lubrificado, o que representa apenas uma das muitas condições encontradas nas ferrovias.

Um par de materiais ensaiado que se aproxima das condições superficiais da roda e do trilho é o aço 6150 (300 -320 HB) rolando sobre um aço ferramenta (60 - 62 HRC). Para esse par, a resistência encontrada para 100 milhões de ciclos é $S_C = 537$ MPa. Um outro par que poderia ser utilizado consiste em moldar ambos os elementos com aço 4340 tratado termicamente (320-340 HB). Para esse caso a resistência ao rolamento seria de 1550 MPa. A grande variação dessas propriedades quando são utilizados os dados de Morrison e Cram dão a idéia da importância de realizar ensaios nos próprios materiais de rodas e trilhos.

Os valores de K , ζ e λ para o aço 4340 são $70,9 \times 10^6$, 150,33 e 18,13 respectivamente. Estes valores são praticamente os mesmos obtidos por Buckingham. Utilizando esses valores, é possível determinar a resistência como função do número de ciclos até o surgimento das trincas. A figura 4.18 mostra a relação entre essas variáveis, em uma curva nos padrões da que é utilizada para determinações da resistência à fadiga em alto ciclo. A equação apresentada no gráfico é uma aproximação para a relação entre as variáveis. Segundo essa curva, o limite de resistência à compressão, ou seja, para $N \approx 0$ ciclos, é cerca de 2500 MPa. Esse aço tem limite de resistência à tração que pode atingir 1720 MPa, dependendo do tratamento térmico empregado. É conhecido que as propriedades de resistência à compressão em materiais frágeis alcançam valores muito superiores aos dos obtidos em ensaios de tração. No momento, não há como verificar a validade dos valores à compressão, já que são encontrados normalmente apenas dados em ensaios de tração convencionais. Como comparação da diferença entre as propriedades de tração e

compressão, o “Metals Handbook”, referência para estudos sobre materiais metálicos e propriedades, mostra que o limite de escoamento à compressão para o aço 8660 é 80 a 100% maior do que o mesmo valor para tração.

A existência de um comportamento linear (Juvinal, 1991) da relação entre a resistência no contato e o número de ciclos para o aço 4340 permite um exercício de inferência a fim de obter valores mais confiáveis para serem comparados com a solicitação suportada pelo contato rodatrielho. Supondo válida a mesma inclinação da curva apresentada também para o contato rodatrielho, o que é perfeitamente razoável, dado que é o que ocorre para diversos materiais citados em literatura (Juvinal, 1991), e utilizando o valor da resistência para 10^8 ciclos proposto por Buckingham, a curva seria deslocada de um valor de tensão que é a diferença entre 1550 MPa e 931 MPa (classe C), isto é, 619 MPa. Não perdendo de vista a fragilidade teórica da argumentação que permite as hipóteses acima, é possível construir uma curva tentativa que certamente melhor se aproximaria das condições reais do problema do que a da figura 4.18. Essa curva tentativa é apresentada na figura 4.19.

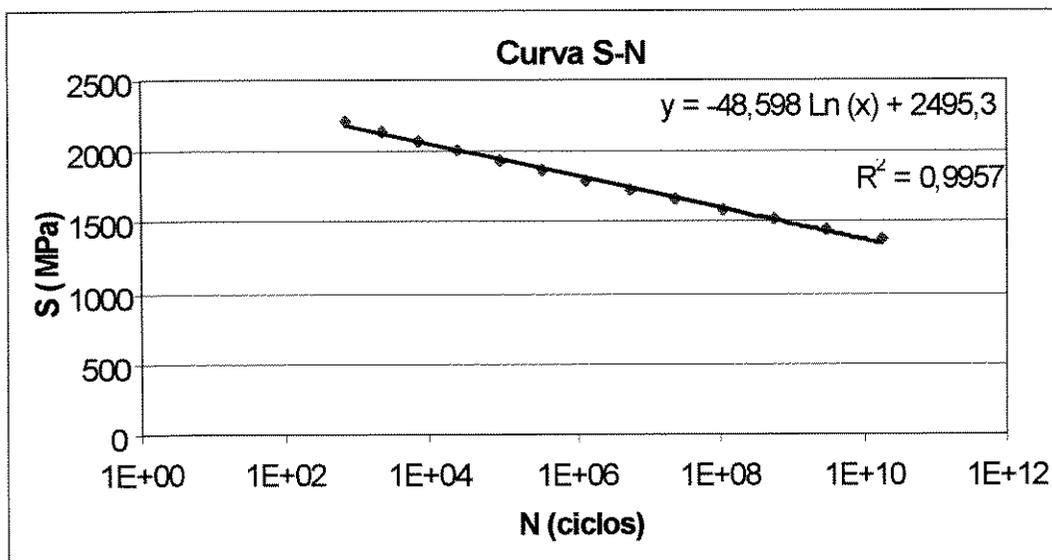


Figura 4.18: Resistência à fadiga no contato em função do número de ciclos até a falha para aço 4340 tratado termicamente, conforme Morrison e Cram (in Norton, 1996).

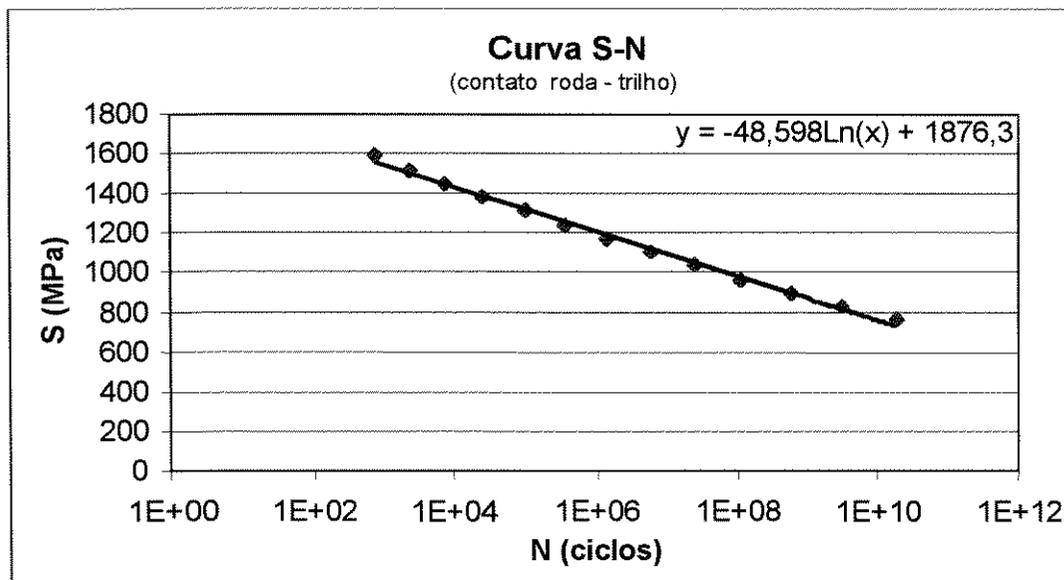


Figura 4.19: Resistência à fadiga no contato em função do número de ciclos até a falha para aço de roda ferroviária – estimativa.

Essa curva, construída para aço de roda classe C, apresenta um limite de resistência à compressão de cerca de 1880 MPa, o que é cerca de 1,8 vezes o valor para o limite de resistência à tração.

4.5 Discussão geral.

4.5.1 Comparação do modelo de Hertz com a resistência.

O valor de tensão vertical máxima (σ_z) obtida através da Teoria de Hertz é considerado bastante elevado para estimar a vida através do gráfico da figura 4.20. O valor encontrado ($\sigma_z = 1460$ MPa), está acima do limite de escoamento a compressão, que como foi dito, pode ser estimado como aproximadamente 1.8 a 2 vezes maior que o limite de escoamento a tração segundo as propriedades do aço 8060 (“Metals Handbook”). Logo, se o limite de escoamento a tração da roda é de aproximadamente 726 MPa, a compressão tem-se um valor aproximado em torno de 1306 MPa. Com isso, caso a tensão máxima calculada por Hertz fosse considerada, o

material da roda no contato escoaria logo na primeira aplicação, fazendo com que a tensão de contato assumisse o valor da própria tensão de escoamento durante a sollicitação (Figura 4.20) . Isso daria uma vida muito pequena em relação as estatísticas apresentadas pelas ferrovias geral. A explicação para isso é que, devido ao escoamento, ocorre deformação permanente do material da roda, levando as tensões a sofrerem uma redução para valores que permitam uma vida mais longa.

No modelo proposto por Hertz as tensões obtidas são muito altas para que se possa determinar com precisão a vida em serviço de uma roda ou de qualquer outro elemento. Como dito anteriormente, Hertz propõe um modelo elástico, onde não é considerado o escoamento do material em contato.

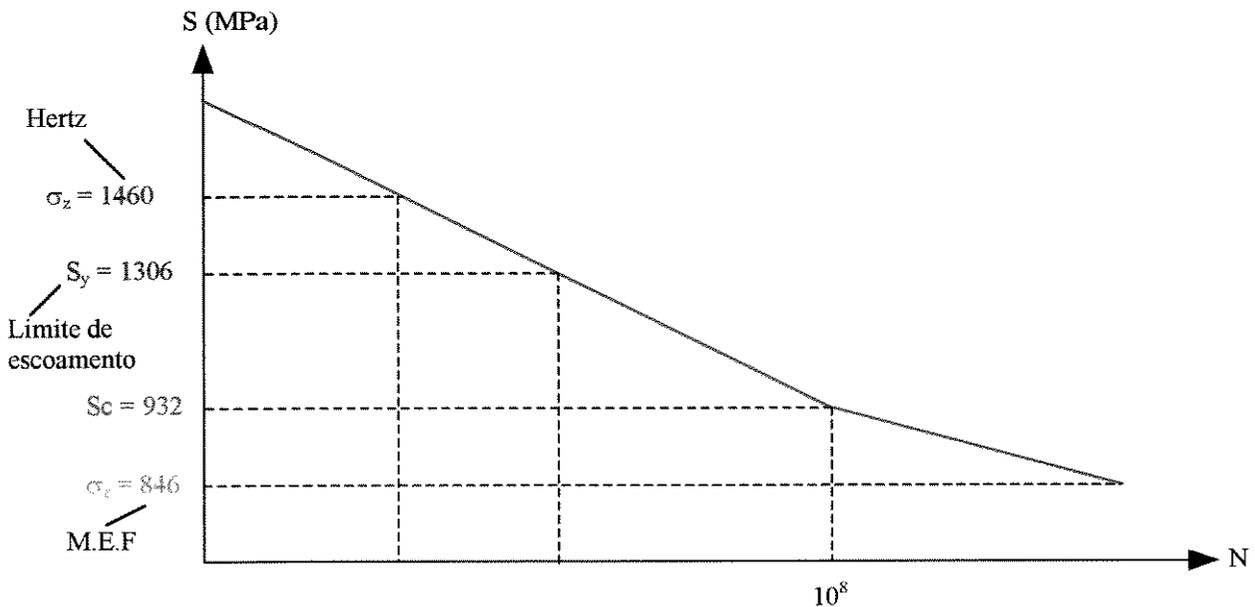


Figura 4.20: Estimativa da resistência à fadiga no contato em função do número de ciclos.

O cálculo da tensão por Hertz não leva em consideração que a carga não está aplicada na direção do contato e nem perpendicular à esse. Esses fatores são importantes na determinação da magnitude das tensões, de forma que a força resultante no contato pode ser menor ou ainda

maior. A análise da influência desses fatores será desenvolvida paralelamente ao refinamento do modelo de elementos finitos que, por incluir a geometria dos corpos, utiliza as forças reais existentes eles.

4.5.2 Comparação do M.E.F com a resistência.

Os valores de tensões obtidos com o modelo de elementos finitos são baixos quando comparado com valores de Hertz. O valor máximo de compressão (σ_y) é de 846 MPa. Esse valor, quando aplicado a curva do gráfico da figura 4.19, fica abaixo do valor de S_c que é 932 MPa para 10^8 ciclos. Isso faz com que a vida estimada segundo esse modelo seja bastante longa.

O modelo de elementos finitos deve ser refinado, a fim de que se obtenham tensões que expressem um comportamento mais real. O fato de poucos elementos estarem cobrindo a área de contato certamente esta influenciando o resultado para tensões máximas. Com uma malha mais refinada, pode-se obter um maior número de nós naquela região e conseguir uma distribuição de tensão mais próxima do real. Alguns aspectos não foram levados em consideração nesse modelo, como a plasticidade, efeitos dinâmicos entre outros. A consideração desses aspectos em trabalhos futuros, vai permitir a obtenção de um modelo representativo e conseqüentemente resultados precisos.

Certamente, os resultados calculados utilizando a Teoria de Hertz não serão os mesmos que para os obtidos através de métodos numéricos, já que o primeiro não inclui os aspectos citados nem a influência da forma dos corpos no cálculo das tensões. No entanto, é esperado que as tensões realmente superem o limite elástico quando considerados os fatores reais, conforme Kumar (Kumar, 1981; Kumar, 1992)

Na distribuição dos elementos para a geração da malha de elementos finitos, apenas oito elementos cruzam a parte da área modelada (metade). Com isso a tensão calculada corresponde à média em torno do elemento e não descreve o valor máximo com precisão. Apenas três nós estão alinhados na direção lateral, ao longo da elipse de contato, afetando sensivelmente a distribuição das forças normais nessa direção (Figura 4.8).

O refinamento da malha é o primeiro objetivo para a continuidade do trabalho. Para tanto, as limitações computacionais serão avaliadas, o que poderá exigir modificações no modelo numérico. Outros elementos com maior número de nós deverão ser testados.

4.5.3 Influência da tensão cisalhante na resistência.

As forças tangenciais devido ao escorregamento, foram obtidas através do modelo de contato de Kalker. Essas forças provocam o surgimento de tensões cisalhantes na superfície de contato. Quando essas forças são projetadas no plano crítico, a aproximadamente 45° com o plano de contato, irão intensificar as tensões cisalhantes provenientes do carregamento normal, causando maior susceptibilidade à formação de trincas na superfície. Essas tensões também influenciam nas trincas subsuperficiais através do aumento das tensões de cisalhamento, que têm seu valor máximo dado a uma certa profundidade. Isso faz com que a roda esteja ainda mais sucessível ao trincamento. O modelo analítico de contato de Kalker tem como principal objetivo a determinação das forças tangenciais no contato, considerando fatores dinâmicos como o microescorregamento. Ele estudou o contato principalmente para analisar o desgaste, que é o critério de vida do estudo. Entretanto Kalker não propôs a determinação das tensões normais ao contato, utilizando valores provenientes da Teoria Hertz. Logo, seu modelo não pode ser usado na determinação da vida da roda diretamente, pois o modelo de resistência usado nesse trabalho utiliza o valor máximo da tensão vertical.

O modelo de Kalker tem a mesma restrição do modelo de Hertz: a sua aplicação para corpos elásticos, desconsiderando os efeitos do escoamento. Para o contato roda – trilho, um modelo que se aplicasse tanto a corpos elásticos como plásticos, levando-se em consideração os efeitos dinâmicos, poderia oferecer valores de tensão mais reais, o que levaria a uma estimativa mais precisa da vida de uma roda. O mérito do trabalho de Kalker, que hoje em dia é amplamente aceito no meio científico, em especial no ferroviário, foi fornecer uma metodologia de cálculo das forças em cada ponto da elipse de contato, permitindo uma melhor avaliação das tensões.

4.6 Breve Discussão da Teoria de Formação de Trincas

As teorias atuais sobre a formação de trincas por fadiga no contato parecem convergir no sentido de indicar a amplitude da deformação de cisalhamento máxima como a principal causa dessas falhas. A teoria é apresentada por Moyar e Stone (1991), embora creditada à outros pesquisadores, numa tentativa de compor as diversas tensões envolvidas na nucleação das trincas, ou seja, as tensões de contato propriamente ditas, as tensões térmicas causadas pelo aquecimento durante a frenagem, as tensões devidas à força de frenagem na sapata e a variação de tensões que ocorre devido ao rápido resfriamento no contato com o trilho.

Essa teoria define o valor máximo da deformação ao cisalhamento, modificada para incluir a influência do efeito da relação entre tensão normal ao contato no plano da deformação cisalhante crítica (σ_n) e o limite de escoamento (S_y), e sua relação com o número de ciclos até a falha (N_f). Pode ser expressa na forma de uma comparação entre as sollicitação e a resistência na seguinte equação:

$$\gamma' = \gamma \cdot \left(1 + k \cdot \frac{\sigma_n}{S_y}\right) \leq \frac{\tau'_t}{G} \cdot (2 \cdot N_t)^b + \gamma'_f \cdot (2 \cdot N_f)^c \quad (\text{Eq.4.2})$$

Onde:

γ' = Amplitude de Deformação de Cisalhamento Modificada

γ = Amplitude Real de Deformação de Cisalhamento

τ' = Tensão Limite de Cisalhamento à Fadiga

G = Módulo de Elasticidade Transversal

k = Fator de influência da Tensão Normal - varia de 0,4 a 1,0

γ'_f = Coeficiente de resistência à fadiga por cisalhamento

b = Expoente de resistência à fadiga

c = Expoente de ductilidade à fadiga

Os valores das diversas propriedades incluídas na equação para material da roda classe C, à 25 °C, são dados na tabela a seguir.

Tabela 4.19: Propriedades do Material da Roda Classe C (Moyar, 1991).

Propriedades	Valores
τ'/G	0,012
γ'_f	2,938
b	-0,111
c	-0,721

O lado direito da equação 4.2 representa a resistência do material. Considerando a faixa de valores para o número de ciclos normalmente utilizados em engenharia, é possível calcular os valores limites da amplitude de deformação ao cisalhamento modificada. A tabela 4.20 mostra esses valores.

Tabela 4.20: Valores limites para a amplitude de deformação ao cisalhamento modificada em função do número de ciclos até falha.

Número de Ciclos	Amplitude de Deformação ao Cisalhamento Modificada
1,00E+00	1,79353
1,00E+01	0,34746
1,00E+02	0,07108
1,00E+03	0,01741
1,00E+04	0,00633
1,00E+05	0,00354
1,00E+06	0,00248
1,00E+07	0,00187
1,00E+08	0,00144
1,00E+09	0,00111

O valor k tem uma faixa de variação e, portanto, não é possível determiná-lo sem dados experimentais confiáveis. Para cada valor de k , existe um valor da amplitude de deformação modificada. O valor da tensão de escoamento, conforme mostrado anteriormente, é de 726 MPa em média. A questão que surge é quanto ao valor da deformação verdadeira. Para os resultados com elementos finitos, a tensão de cisalhamento máxima é obtida a 45° do plano tangente ao contato, considerando as três tensões calculadas σ_z , σ_x e σ_y alinhadas com os eixos principais. Para esse plano, considerando os valores de tensão calculados para essas direções principais e supondo correto o valor obtido no modelamento por elementos finitos, o valor da tensão normal é de 684 MPa. A tensão de cisalhamento nesse plano é 162 MPa. Como a tensão atinge esse valor

máximo e volta a zero quando o ponto da superfície da roda está longe do contato, a amplitude de tensão é 81 MPa. A amplitude de deformação é a razão entre a amplitude de tensão e o módulo de elasticidade transversal. A variação possível para os valores da deformação modificada, calculada a partir desses valores, é mostrada na tabela 4.21.

Comparando os valores das duas tabelas, pode ser observado que a variação de k tem grande influência na previsão do número de ciclos até a falha. Utilizando os valores extremos de $k = 0,4$ e $k = 1,0$, a falha poderia ocorrer tanto para aproximadamente 100 milhões de ciclos como para apenas alguns poucos milhões, já que o valor para $k = 1,0$ é apenas um pouco menor do que o limite permissível para 1 milhão de ciclos. Moyar e Stone (1991) sugerem o valor $k = 0,6$, sem nenhuma razão especial que justifique. Para esse valor, o número de ciclos estimado é em torno de 40 milhões, ou seja, 120 mil quilômetros sob carga até a nucleação da trinca. Esse valor ainda é baixo em comparação ao observado na prática, conforme discutido anteriormente.

Moyar e Stone calcularam a vida em quilômetros para uma situação próxima ao real, incluindo as solicitações de carga térmica e de força na sapata para uma roda de 838 mm em condições semelhantes. Segundo seus cálculos, usando Hertz, a vida da roda seria de apenas 37 quilômetros. A diferença significativa em ambos os cálculos está relacionada provavelmente aos valores de tensão encontrados. Caso sejam empregados os valores calculados no início desse capítulo para as tensões de Hertz, a roda teria uma vida bem menor, aproximadamente 4 mil quilômetros.

Tabela 4.21: Valores calculados para a deformação de cisalhamento modificada.

k	Deformação de Cisalhamento Modificada
0,4	0,00141
0,5	0,00151
0,6	0,00160
0,7	0,00170
0,8	0,00180
0,9	0,00189
1	0,00199

Os resultados apresentados mostram que ainda há muito o que pesquisar sobre esse assunto. A variação da vida em função de k e a incerteza quanto às propriedades dos materiais indicam que o estudo deve se concentrar principalmente na obtenção de dados experimentais, embora sem deixar de lado o aprimoramento dos métodos de cálculo.

Capítulo 5

Conclusão

Através desse trabalho foi possível obter valores para as tensões no contato entre a roda e o trilho. Para o caso estático ou de rolamento puro foram utilizados a Teoria de Hertz e o Método dos Elementos Finitos. Para o caso de rolamento com deslizamento, foram calculadas as forças tangenciais no contato utilizando a Teoria de Kalker. Foi também estimada a vida até o surgimento de trincas superficiais utilizando a teoria baseada nos estudos de Buckingham, principalmente.

Não obstante a complexidade do problema, estudado à fundo particularmente nas últimas décadas, os métodos empregados possibilitam uma análise do que realmente ocorre no contato, através do estudo da magnitude das tensões. Os resultados calculados segundo Hertz mostram que os valores estão bem acima do limite de escoamento a compressão previsto. Isso mostra também que o modelo sugerido não deve ser utilizado para a análise do contato nas condições de carregamento apresentadas, já que se aplica apenas para corpos elásticos. Além disso, as equações disponíveis para o cálculo das tensões incluem a força no contato, o que não é de determinação imediata, dado que o formato da roda e o fato de que a mesma está presa por interferência no eixo influenciam na distribuição de forças e momentos. Para esse trabalho, foi suposto que toda a força normal e somente esta, está suportada pela região de contato. Essa hipótese exclui naturalmente o desalinhamento entre a resultante de forças e a normal ao contato. Os resultados encontrados são importantes para as futuras análises elasto-plásticas do comportamento do material sob carga entre a roda e o trilho.

O modelo de Kalker permitiu o cálculo das forças tangenciais e sua distribuição na superfície de contato. A magnitude das forças e, conseqüentemente, das tensões médias calculadas para um caso típico mostra a importância de considerar os efeitos devidos ao movimento no cálculo das tensões. As tensões médias na interface atingem valores significativos quando comparados com as tensões calculadas por Hertz. A influência dessas tensões na magnitude do cisalhamento no plano crítico é clara e não pode ser desprezada.

Para o cálculo das forças tangenciais foi implementada uma rotina denominada FASTSIM, desenvolvida por Kalker. Para essa implementação foi utilizado o software MATLAB. Essa rotina, já disponível também no trabalho de Barbosa (Barbosa, 1999) em outra linguagem de programação, permite a variação dos parâmetros físicos e geométricos dos elementos envolvidos no contato e a obtenção de resultados para qualquer combinação destes.

O método dos elementos finitos foi utilizado na tentativa de obter uma melhor descrição geométrica dos elementos envolvidos, o que não é possível utilizando Hertz. O modelo proposto serve de base para os estudos futuros envolvendo o comportamento elasto-plástico e a simulação do movimento. Os resultados obtidos mostram uma tensão inferior ao esperado, em particular em comparação com os estudos de Kumar (Kumar, 1981), já que é esperado que as tensões calculadas ultrapassem o limite de escoamento. O fator que mais contribuiu para que as tensões não atingissem a magnitude esperada foi o fato de que a malha do modelo não se encontra suficientemente refinada para descrever a distribuição de tensões na elipse de contato. Isso ocorreu devido à limitações computacionais. No entanto, utilizando essas tensões calculadas, os valores da vida esperada estão muito próximos aos obtidos em ferrovias com carregamento semelhante (300 mil quilômetros sob carregamento máximo) . A explicação para isso pode estar no fato de que as tensões não atingem os valores sugeridos por Hertz ou que as propriedades dos materiais envolvidos não são as estimadas, ou ainda, o mais provável, uma combinação de ambos.

A determinação das propriedades de resistência envolve a realização de ensaios representativos das condições reais. Ensaio em modelos não têm sido suficientes, até o momento, para descrever essas propriedades. Os ensaios existentes são normalmente para

cilindros em rotação com lubrificação, na tentativa de simular o que ocorre em engrenagens. O uso das propriedades e do comportamento dos materiais, obtidos em literatura, permitiu uma estimativa da resistência no contato em função do número de ciclos até a falha. A curva claramente é uma tentativa aproximada, para a qual as justificativas são dadas nos capítulos 3 e 4. O valor de limite de resistência à compressão é coerente com a estimativa feita para outros aços. Na falta de valores mais precisos, a curva apresentada é a melhor estimativa possível do comportamento dos materiais e representa um ponto de partida para os estudos futuros.

Como tópico adicional, foi apresentada a teoria da tensão cisalhante nos planos críticos, a mais utilizada atualmente, e foi determinada a vida para a condição de carregamento calculada pelo método dos elementos finitos. O valor encontrado mostra que a vida calculada (120 mil quilômetros sob carregamento máximo) está um pouco abaixo dos valores encontrados na prática. No entanto, existe uma grande influência do fator que pondera o efeito da razão entre as tensões normais máximas no plano crítico e o limite de escoamento. Com a variação desse fator, os resultados podem atingir a vida nos vagões ferroviários em situação semelhante. Novamente, esse é também um fator cuja determinação depende de resultados experimentais.

Não foram analisados diversos fatores de influência, dado que não eram objetivo deste trabalho. A influência de fatores dinâmicos adicionais que incluam o estado da via e outros não foi abordada. A prática mostra grande variação na magnitude da força normal. Não foram analisados também os efeitos do passeio da roda sobre o trilho durante o movimento de translação, mas sabe-se que as cargas máximas não estão colocadas em um mesmo ponto da roda a todo o momento. Na realidade, existe uma distribuição aproximadamente normal da posição dessa carga em torno de um ponto central de contato (Ferreira, 1999). Por isso a vida real deve ser maior, caso essa variação da posição da carga seja considerada.

Não foi incluído também o efeito da temperatura nas propriedades dos materiais, nem na geração de tensões térmicas adicionais. Moyar e Stone (Moyar, 1991) estudaram esse efeito e mostraram que pode ser significativo nas temperaturas elevadas causadas pela frenagem. Isso é particularmente danoso em ferrovias com elevada rampa. A carga máxima a ser freada e a taxa de frenagem também influenciam significativamente. É sabido que os aços podem ter a resistência

ao escoamento reduzida à metade em temperaturas maiores que 500 °C. Também as tensões térmicas no aro (compressivas) podem se compor com as tensões no contato e causar maior susceptibilidade à nucleação das trincas.

Esse trabalho atingiu os objetivos propostos de analisar as tensões no contato roda-trilho e a influência destas na vida da roda. Para isso foram calculadas as tensões e comparadas com a vida estimada. Os fatores não analisados e as incertezas levantadas durante o trabalho permitem a definição de um conjunto de sugestões de trabalhos futuros para complementarem o estudo aqui apresentado. São estes:

- a) Melhoramento do modelo elástico através do refinamento da malha de elementos finitos na região de contato, afim de obter resultados mais realistas.
- b) Inclusão do comportamento elasto-plástico dos materiais envolvidos na simulação numérica. Essa sugestão passa necessariamente pelo refinamento da malha de elementos finitos e pelo uso de estimativas para as propriedades dos materiais.
- c) Realização de ensaios para levantamento das propriedades dos materiais em contato. Em especial deve-se determinar o limite de escoamento à compressão e o limite de resistência à fadiga no contato, além de levantar os valores que permitam a construção das curvas de tensão em função do número de ciclos (S_c-N).
- d) Estudo dos efeitos dinâmicos não abordados nesse trabalho. Este trabalho tem duas partes: o levantamento dos efeitos e o cálculo de sua influência sobre a vida das rodas. Embora a utilização do M.E.F. para a simulação das solicitações causadas por esse efeito seja bastante complexa, parece ser, no momento, a melhor forma de analisar o problema.
- e) Estudo da influência da temperatura sobre o comportamento dos materiais em contato. As tensões podem ser incluídas no cálculo numérico, mas o efeito sobre as

propriedades precisa ser melhor conhecido. Em especial para as propriedades de compressão ou cisalhamento, que são utilizadas nas teorias apresentadas, não existe atualmente um conjunto de dados experimentais que possam ser aplicados.

Referências Bibliográficas

- ANSYS, Inc. **User guide for revision 5.0**. Swanson Analysis Systems, Inc, Houston, Jul. 1993.
- BARBOSA, R.S. Dinâmica do rodeiro ferroviário. **Revista Brasileira de Ciências Mecânicas - ABCM**, São Paulo, v.18, n. 4, p.318-329, Dec. 1996.
- BARBOSA, R.S. Verificação experimental do coeficiente de rigidez tangencial de contato. **Publicação IPT**, São Paulo, v.2487, 1997.
- BARBOSA, R.S. **Aplicação de sistemas multicorpos na dinâmica de veículos guiados**. São Carlos: EESC, USP, 1999. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 1999.
- CHEN, F.Y. **Mechanical and Designal Cam Mechanisms**. New York: Peigamon Press, 1983. 230p.
- DUKKIPATI, R.V., GARG, V.K. **Dynamics of Railway Vehicle Systems**. Canada: Academic Press, 1984. Cap. 4: Wheel-rail rolling contact theories. p.103-132.
- DUKKIPATI, R.V., AMYOT, J.R. **Computer-aided simulation in railway dynamics**. New York: Marcel Dekker, INC, 1988. 427p.
- ESAULOV, V.P., SLADKOVSKII, A.V. Stress-Strain of solid railway wheels. **Strength of Materials**, USA, v.22, p.1481-1486, Jun. 1991.

- FERREIRA, S.I. **Efeito da temperatura e das tensões multi-axiais na vida em fadiga de rodas da Estrada de Ferro Carajás.** São Paulo: Escola Politécnica, USP, 1999. Tese (Doutorado) – Departamento de Engenharia mecânica, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 1999.
- GRIFFIN WILL CO. **Will Properties.** Privete communication with Prof. Auteliano Antunes dos Santos Júnior, 1999.
- HANSELMAN, D., LITTLEFIELD, B. **MATLAB 5 – Guia do Usuário.** São Paulo: Makron Books, 1999, 413p.
- HILLS, D. A., NOWELL, D., SACKFIELD, A. **Mechanics of Elastic Contact.** Oxford: Butterworth-Heinemann, 1993. 496p.
- JOHNSON, K.L. The effect of a tangencial contact force upon the rolling motion of na elastic sphere on a plane. **ASME Journal of Applied Mechanics**, New York, v.25, p.339-346, Sep. 1958.
- JOHNSON, K.L., VERMEULEN, P.J. Contacts of nonspherical elastic bodies transmitting tangencial forces. **ASME Journal of Applied Mechanics**, New York, n.2, p.338-340, Jun. 1964.
- JOHNSON, K.L. **Contacts Mechanics.** Cambrige: Cambrige University Press, 1985. 451p.
- JUVINALL, R. C. **Fundamental of Machine Componente Design.** New York: Jon Wily & Sons, 1991. 450p.
- KALKER, J.J. **On the rolling contat of tow elastic bodies in the presence of dry friction.** Delft: Delft University of Technology, 1967. Ph.D. Thesis – Department of Mechanical Engineering, Delft University of Technology, 1967.

- KALKER, J.J. Survey of wheel-rail rolling contact theory. **Journal of Vehicle Systems Dynamics**, Lisse, v.5, p.317-358, 1979.
- KALKER, J.J. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. **Journal of Vehicle Systems Dynamics**, Lisse, v.11, p.1-13, 1982.
- KALKER, J.J., et al. Some new results in rolling contact. **Journal of Vehicle Systems Dynamics**, Lisse, v.18, p.223-242, 1989.
- KALKER, J.J. **Three – Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact**. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1990. 314p.
- KALKER, J.J. Wheel-rail rolling contact theory. **Wear**, Lisse, v.144, p.243-261, 1991.
- KUMAR, S., RAJKUMAR, B.R. A laboratory investigation of wheel rail contact for freight cars. **ASME Journal of Engineering for Industry**, Chicago, v.103, p.246-255, May. 1981.
- KUMAR, S., ADENWALA, Y. S., RAJKUMAR, B.R. Experimental investigation of contact stresses between a U.S. locomotive wheel and rail. **ASME Journal of Engineering for Industry**, Chicago, v.105, p.64-70, May. 1983.
- KUMAR, S., KRISHNAMOORTHY, P.K., PRASANNA RAO, D.L. Influence of car tonnage and wheel adhesion on rail and wheel wear: A laboratory study. **ASME Journal of Engineering for Industry**, Chicago, v.108, p.48-58, Feb. 1986.
- KUMAR, S., SINGH, S.P. Heavy axle load wheel-rail contact stresses and their tread-crown curvature relationships. **ASME Journal of Engineering for Industry**, Chicago, v.111, p.382-387, Nov. 1989.

- KUMAR, S., SINGH, S.P. A laboratory investigation of threshold stress in wheel/rail interaction for heavy axle loads. **ASME Journal of Engineering for Industry**, Chicago, v.114, p.109-115, Feb. 1992.
- KUMAR, S., SINGH, S.P. Threshold stress in new wheel/rail interaction for limiting rail damage under heavy axle loads. **ASME Journal of Engineering for Industry**, Chicago, v.114, p.284-288, Aug. 1992.
- METALS HANDBOOK. **Mechanical Testing**, ASM, 9ª edição, v.8, 1985.
- MOAVENI, S. **Finite Element Analysis – Theory and Application with ANSYS**. New Jersey: Prentice Hall, 1999. 527p.
- MOYAR, G.J., STONE, D.H. An analysis of the thermal contributions to railway wheel shelling. **Wear**, Lisse, v.144, p.117-138, 1991.
- NAYAK, L. A simplified approach to predict elastic pressure distribution in non-hertzian contact stress problems. **ASME Journal of Engineering for Industry**, Chicago, v.113, p.218-223, May 1991.
- NORTON, ROBERT L. **Machine Design: An Integrated Approach**. New Jersey: Prentice Hall, 1998. 1048p.
- ROZA, L. C. **Freios Ferroviários**. Apostila do curso de freio ferroviários. Campinas. UNICAMP, 1989. 100p.
- SANTOS, A.A. **Problemas causados pelo aquecimento em rodas ferroviárias - O ensaio Krauss**. Campinas: FEM, UNICAMP, 1992. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1992.

- SANTOS, A.A. **Determinação do coeficiente global de transferência de calor**. Campinas: FEM, UNICAMP, 1996. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1996.
- SCIAMMARELLA, C. A., KUMAR, S., NAILESCU, L., SETH, B., B. Similitude law for the creep – adhesion function in dry contact. **ASME Journal of Engineering for Industry**, Chicago, v.101, p.278-284, Aug. 1979.
- SHIGLEY, J. E. **Mechanical Engineering Design**. New York: McGraw-Hill, 1986. 450p.
- SMITH, J.O., LIU, C.K. Stresses due to tangential and normal loads on an elastic solid with application to some contact stress problems. **ASME Journal of Applied Mechanics**, New York, v.75, p.157-166, Jun. 1953.
- TIMOSHENKO, S.P., GOODIER, J.N. **Theory of Elasticity**. New York: McGraw-Hill, 1970. 567p.
- VILLA, E.C. **Inscrição de um veículo ferroviário em curva**. Campinas: FEM, UNICAMP, 1993. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1993.

Anexo I

Integrais elípticas completas.

$$B = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{(\cos(\theta))^2}{[1 - k^2 \cdot (\sin(\theta))^2]^{0.5}} d\theta$$

$$C = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{[(\cos(\theta))^2][(\sin(\theta))^2]}{[1 - k^2 \cdot (\sin(\theta))^2]^{0.5}} d\theta$$

$$D = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{(\sin(\theta))^2}{[1 - k^2 \cdot (\sin(\theta))^2]^{0.5}} d\theta$$

onde k é dado pelas equações a seguir:

$$\text{se } a < b \quad k = \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2}}$$

$$\text{se } a > b \quad k = \sqrt{1 - \frac{b^2}{a^2}}$$

Anexo II

Gráficos de distribuição de tensão para contato cilindro – cilindro

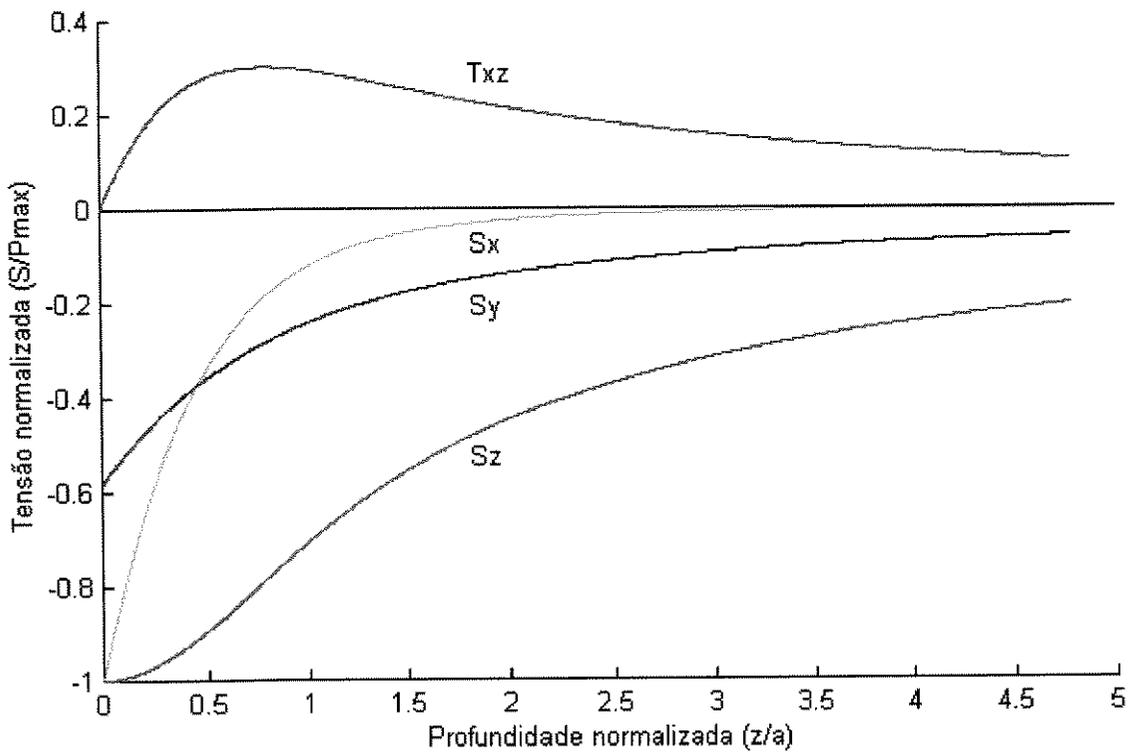


Gráfico 1: Distribuição das tensões normais (S_x , S_y , S_z) e de cisalhamento (T_{xz}) ao longo da profundidade (z), normalizada pelo semi-eixo (a) da região de contato.

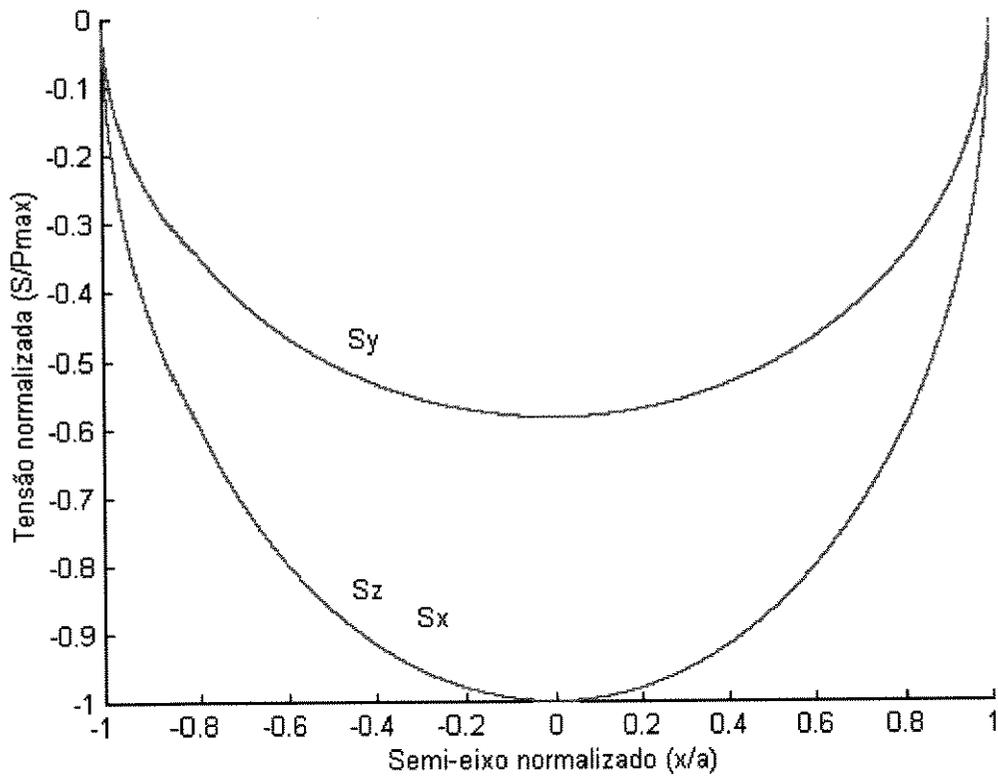


Gráfico 2: Distribuição das tensões normais (S_x , S_y , S_z) ao longo do eixo longitudinal (x), normalizada pelo semi – eixo (a) da região de contato.