



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
Faculdade de Engenharia Mecânica

**PEDRO PICANÇO**

# **Avaliação do Efeito da Frenagem na Vida em Serviço de Rodas Ferroviárias**

CAMPINAS  
2018

**PEDRO PICANÇO**

# **Avaliação do Efeito da Frenagem na Vida em Serviço de Rodas Ferroviárias**

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO PEDRO PICANÇO, E ORIENTADA PELO PROF. DR. AUTELIANO ANTUNES DOS SANTOS JÚNIOR

.....  
ASSINATURA DO ORIENTADOR

**CAMPINAS  
2018**

**Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s):** Não se aplica.

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Luciana Pietrosanto Milla - CRB 8/8129

P58a Picanço, Pedro, 1993-  
Avaliação do efeito da frenagem na vida em serviço de rodas ferroviárias /  
Pedro Picanço. – Campinas, SP : [s.n.], 2018.

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

1. Análise numérica. 2. Método dos elementos finitos. 3. Ferrovias. I. Santos  
Júnior, Auteliano Antunes dos, 1963-. II. Universidade Estadual de Campinas.  
Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

**Título em outro idioma:** Evaluation of the effects of tread braking on the service life of  
railway wheels

**Palavras-chave em inglês:**

Numerical analysis

Finite element method

Railways

**Área de concentração:** Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

**Titulação:** Mestre em Engenharia Mecânica

**Banca examinadora:**

Auteliano Antunes dos Santos Júnior [Orientador]

Gregory Bregion Daniel

Guilherme Fabiano Mendonça dos Santos

**Data de defesa:** 12-07-2018

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE SISTEMAS INTEGRADOS**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO**

# **Avaliação do Efeito da Frenagem na Vida em Serviço de Rodas Ferroviárias**

Autor: Pedro Picanço

Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Júnior

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

**Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior**  
**Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/FEM**

**Prof. Dr. Gregory Bregion Daniel**  
**Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/FEM**

**Prof. Dr. Guilherme Fabiano Mendonça dos Santos**  
**Universidade Federal do Espírito Santo– UFES**

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

Campinas, 12 de julho de 2018.

## **Dedicatória**

Dedico a todos os trabalhadores da área ferroviária no Brasil.

## **Agradecimentos**

Agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Auteliano, por todo auxílio e orientação dados e por ter possibilitado boas condições para a realização deste trabalho.

Agradeço ao Dr. Felipe que contribuiu muito para facilitar este trabalho. Também agradeço a todos os demais colegas de laboratório, que enriqueceram muito meu conhecimento com nossas frequentes discussões.

Agradeço a toda minha família, que sempre me deu suporte necessário para que eu pudesse atingir meus objetivos. Em especial, agradeço meu pai Jefferson que, além de sempre fazer o possível para que eu tivesse uma educação de qualidade, é uma inspiração para mim.

Agradeço também ao grupo VALE por todo apoio para a realização deste trabalho.

## Resumo

Neste trabalho, é feita uma avaliação numérica do efeito da frenagem na vida em serviço de rodas ferroviárias quanto à escamação superficial. É empregado o método dos elementos finitos, com o software ANSYS®.(v18.0), para cálculo de temperaturas, tensões e deformações. Estes resultados são a entrada para a avaliação da vida, implementado em um programa especialmente desenvolvido. As distribuições de temperatura na roda devido ao tratamento térmico no processo de fabricação e devido à frenagem foram calculadas em um modelo bidimensional axissimétrico. As tensões devidas ao contato com rolamento na roda foram calculadas trasladando uma distribuição de pressão, calculada pela teoria de Hertz, em um modelo tridimensional da roda. A simulação de rolamento foi feita sob diversas condições de temperatura e distribuições de tensão residual na roda. O histórico de tensões em cada caso foi usado para calcular o número de ciclos até a falha, utilizando o critério de Dang Van. Os resultados mostraram que condições severas de frenagem podem modificar as tensões residuais na roda, o que leva a uma redução da vida em fadiga na região de contato.

Palavras Chave: *vida em serviço de rodas ferroviárias, método dos elementos finitos, simulação numérica.*

## **Abstract**

In this work, a numerical evaluation of the effect of tread braking on the service life of a railway wheels due to shelling is developed. The finite element method is used, in the ANSYS®.(v18.0) software, to calculate temperatures, stresses and strains. These results are the input to evaluate life on a specially developed program. The temperature distribution on the wheel due to the heat treatment and due to the braking process was calculated on a two-dimensional axisymmetric model. The stresses due to the rolling contact were calculated translating a pressure distribution, calculated by the Hertz contact theory, on a tridimensional of the wheel. The simulations of the rolling contact were made on wheels with different states of temperature and residual stresses. The stress history, of each case, was used to calculate the number of cycles until failure by the Dang Van criterion. The results show that severe tread braking can modify the residual stress distribution in the wheel, which leads to a decrease in the fatigue life of the wheel.

*Key words: service life of railway wheels, finite element method, numerical simulation.*



## Lista de Figuras

Figura 1.1 Competição modal no transporte de carga (CNT, 2013).....	21
Figura 1.2 Comparação de Matrizes de Transporte de Cargas (ANTF, 2018) .....	21
Figura 1.3 Evolução das emissões anuais de dióxido de carbono fóssil do transporte de cargas terrestre (IEMA, 2011) .....	22
Figura 1.4 Escamação em uma roda ferroviária.....	23
Figura 1.5 Esquemático de uma roda ferroviária (ALMEIDA, 2017).....	24
Figura 1.6 Esquema simplificado da aplicação da força de frenagem (SANTOS, 1997) .....	25
Figura 3.1 Representação do estado de tensões em um ponto .....	38
Figura 3.2 Representação do tensor de tensões nas direções principais .....	39
Figura 3.3 Representação de uma curva tensão-deformação de um material .....	40
Figura 3.4 Representação da superfície de falha de Von Mises (LIMA, 2018) .....	43
Figura 3.5 Representação gráfica do critério de Von Mises em um caso bidimensional .....	44
Figura 3.6 Representação gráfica da direção do escoamento (SANTOS, 2008) .....	45
Figura 3.7 Representação do encruamento isotrópico (SANTOS, 2008) .....	46
Figura 3.8 Representação do encruamento cinemático (SANTOS, 2008) .....	47
Figura 3.9 Esquemático <i>Shakedown</i> .....	48
Figura 3.10 Representação da geometria e da distribuição de pressão de Hertz (NORTON, 2013) .....	49
Figura 3.11 Raios de curvatura dos corpos em contato .....	50
Figura 3.12 Definição da tensão média $\sigma_m$ e tensão alternada $\sigma_a$ para uma carga cíclica uniaxial (NORTON, 2013) .....	52
Figura 3.13 Gráfico S-N típico(FUMES, 2014) .....	52
Figura 3.14 Representação gráfica do critério de Dang Van (SANTOS, 2008) .....	54
Figura 3.15 Representação gráfica do critério de Dang Van modificado .....	55
Figura 3.16 Tensão normal e cisalhante em um instante em um determinado plano $\Delta$ (BERNASCONI, 2002) .....	55
Figura 3.17 Curva $\Psi$ no plano $\Delta$ (PAPADOPOULOS, 1998).....	56
Figura 3.18 Menor circunferência que circunscreve a curva $\Psi$ no plano $\Delta$ e define $\tau_m$ e $\tau_a$ (BERNASCONI, 2002) .....	56

Figura 4.1 Medidas em mm da seção transversal da roda ferroviária D-38 (LIMA, 2018) .....	59
Figura 4.2 Têmpera em uma roda ferroviária. (MINICUCCI, 2003) .....	60
Figura 5.1 Malha bidimensional utilizada na simulação do tratamento térmico .....	64
Figura 5.2 Esquema da aplicação de cargas na etapa de têmpera .....	66
Figura 5.3 Esquema da aplicação de cargas na etapa de revenimento .....	66
Figura 5.4 Esquema da aplicação de cargas na etapa de resfriamento .....	67
Figura 5.5 Malha tridimensional da roda e seção transversal da malha .....	68
Figura 5.6 Curvas tensão-deformação para diversas temperaturas .....	69
Figura 5.7 Restrição de movimento do modelo estrutural de tratamento térmico .....	69
Figura 5.8 Representação dos raios de curvatura da roda e trilho (LIMA, 2018) .....	70
Figura 5.9 Malha tridimensional da roda para simulação de rolamento .....	71
Figura 5.10 Esquema da aplicação da elipse de contato na pista de rolamento da roda .....	72
Figura 5.11 Condição de contorno mecânica para a simulação de rolamento da roda .....	73
Figura 5.12 Esquema da aplicação de cargas .....	74
Figura 5.13 Esquema de um vagão descendo uma rampa inclinada a velocidade constante .....	75
Figura 5.14 Destacado em vermelho a região na roda na qual se obteve o histórico de tensões durante o último ciclo de carga .....	77
Figura 5.15 Plano definido pelos ângulos $\varphi_{dv}$ e $\theta_{dv}$ (LIMA, 2018) .....	78
Figura 6.1 Distribuição de temperatura (°C) após a têmpera .....	80
Figura 6.2 Distribuição de temperatura (°C) após o revenimento .....	81
Figura 6.3 Distribuição de temperatura (°C) após o resfriamento .....	81
Figura 6.4 Distribuição de tensão circunferencial (MPa) na roda após a têmpera .....	82
Figura 6.5 Distribuição de tensão circunferencial (MPa) na roda após o revenimento .....	82
Figura 6.6 Distribuição de tensão circunferencial (MPa) na roda após o resfriamento .....	83
Figura 6.7 Distribuição de pressão (MPa) de contato normal na roda calculada pela teoria de Hertz .....	84
Figura 6.8 Deformação plástica pela distância percorrida pela elipse de contato na roda sem tensões residuais no ponto de maior tensão de Von Mises .....	85

Figura 6.9 Tensão de Von Mises pela deformação total na roda sem tensões residuais no ponto de maior tensão de Von Mises.....	85
Figura 6.10 Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda sem tensões residuais no sétimo ciclo de rolamento, seção transversal. ....	86
Figura 6.11 Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda sem tensões residuais no sétimo ciclo de rolamento, seção longitudinal. ....	86
Figura 6.12 Deformação plástica pela distância percorrida pela elipse de contato na roda com tensões residuais provenientes do tratamento térmico no ponto de maior tensão de Von Mises.....	87
Figura 6.13 Tensão de Von Mises pela deformação total na roda com tensões residuais provenientes do tratamento térmico no ponto de maior tensão de Von Mises.....	88
Figura 6.14 Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda com tensões residuais provenientes do tratamento térmico no sétimo ciclo de rolamento, seção transversal. ....	88
Figura 6.15 Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda com tensões residuais provenientes do tratamento térmico no sétimo ciclo de rolamento, seção longitudinal.....	89
Figura 6.16 Distribuição de temperatura (°C) após a frenagem de 36 kW por 8,3 minutos.....	90
Figura 6.17 Distribuição de temperatura (°C) após a frenagem de 72 kW por 8,3 minutos.....	90
Figura 6.18 Distribuição de tensão circunferencial (MPa) na roda após aquecimento devido à frenagem de 36 kW.....	91
Figura 6.19 Distribuição de tensão circunferencial (MPa) na roda após aquecimento devido à frenagem de 72 kW.....	91
Figura 6.20 Deformação plástica pela distância percorrida pela elipse de contato na roda após aquecimento devido à frenagem de 36 kW no ponto de maior tensão de Von Mises.....	92
Figura 6.21 Tensão de Von Mises pela deformação total na roda após aquecimento devido à frenagem de 36 kW no ponto de maior tensão de Von Mises .....	92
Figura 6.22 Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após aquecimento devido à frenagem de 36 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção transversal.....	93

Figura 6.23 Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após aquecimento devido à frenagem de 36 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção longitudinal. ....	93
Figura 6.24 Deformação plástica pela distância percorrida pela elipse de contato na roda após aquecimento devido à frenagem de 36 kW no ponto de maior tensão de Von Mises.....	94
Figura 6.25 Tensão de Von Mises pela deformação total na roda após aquecimento devido à frenagem de 72 kW no ponto de maior tensão de Von Mises .....	94
Figura 6.26 Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após aquecimento devido à frenagem de 72 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção transversal.....	95
Figura 6.27 Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após aquecimento devido à frenagem de 36 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção longitudinal. ....	95
Figura 6.28 Distribuição de tensão circunferencial (MPa) na roda após resfriamento da frenagem de 36 kW .....	96
Figura 6.29 Distribuição de tensão circunferencial (MPa) na roda após resfriamento da frenagem de 72 kW .....	97
Figura 6.30 Deformação plástica pela distância percorrida da elipse de contato na roda com tensões residuais após frenagem de 36 kW no ponto de maior tensão de Von Mises.....	97
Figura 6.31 Tensão de Von Mises pela deformação total na roda com tensões residuais após frenagem de 36 kW no ponto de maior tensão de Von Mises .....	98
Figura 6.32 Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após resfriamento da roda após frenagem de 36 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção transversal.....	98
Figura 6.33 Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após resfriamento da roda após frenagem de 36 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção longitudinal. ....	99
Figura 6.34 Deformação plástica pela distância percorrida da elipse de contato na roda com tensões residuais após frenagem de 72 kW no ponto de maior tensão de Von Mises.....	99
Figura 6.35 Tensão de Von Mises pela deformação total na roda com tensões residuais após frenagem de 72 kW no ponto de maior tensão de Von Mises .....	100

Figura 6.36 Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após resfriamento da roda após frenagem de 72 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção transversal.....	100
Figura 6.37 Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após resfriamento da roda após frenagem de 72 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção longitudinal. ....	101
Figura 6.38 Distribuição de tensão equivalente de Dang Van (MPa) na roda sem tensões residuais .....	102
Figura 6.39 Critério de Dang Van em função da tensão de cisalhamento e tensão hidrostática para a roda sem tensões residuais .....	102
Figura 6.40 Distribuição de tensão equivalente de Dang Van (MPa) na roda com tensões residuais provenientes do tratamento térmico .....	103
Figura 6.41 Critério de Dang Van em função da tensão de cisalhamento e tensão hidrostática para a roda com tensões residuais provenientes do tratamento térmico .....	104
Figura 6.42 Distribuição de tensão equivalente de Dang Van (MPa) na após frenagem de 36 kW .....	105
Figura 6.43 Critério de Dang Van em função da tensão de cisalhamento e tensão hidrostática para a roda após a frenagem de 36 kW .....	105
Figura 6.44 Distribuição de tensão equivalente de Dang Van (MPa) na após frenagem de 72 kW .....	106
Figura 6.45 Critério de Dang Van em função da tensão de cisalhamento e tensão hidrostática para a roda após a frenagem de 72 kW .....	107
Figura 6.46 Distribuição de tensão equivalente de Dang Van (MPa) na após resfriamento da frenagem de 36 kW .....	108
Figura 6.47 Critério de Dang Van em função da tensão de cisalhamento e tensão hidrostática para a roda após resfriamento da frenagem de 36 kW .....	108
Figura 6.48 Distribuição de tensão equivalente de Dang Van (MPa) na após resfriamento da frenagem de 72 kW .....	109
Figura 6.49 Critério de Dang Van em função da tensão de cisalhamento e tensão hidrostática para a roda após resfriamento da frenagem de 72 kW .....	109

## Lista de Tabelas

Tabela 4.1 Composição química das classes de rodas ferroviárias segundo AAR ..	58
Tabela 5.1 Propriedades térmicas recomendadas pela AAR para simulação do tratamento térmico .....	64
Tabela 5.2 Tempos de simulação para cada etapa de tratamento térmico .....	65
Tabela 5.3 Propriedades geométricas e do material para cálculo da distribuição de pressão de Hertz .....	70
Tabela 5.4 Resumo das duas aplicações de frenagem.....	76
Tabela 5.5 Propriedades de fadiga para uma roda classe C (MOYAR, 1991) .....	78
Tabela 5.6 Módulo de cisalhamento em relação à temperatura para uma roda ferroviária classe C.....	79
Tabela 6.1 Resultados da dimensão e pressão máxima no contato calculados pela teoria de Hertz.....	84
Tabela 6.2 Resumo dos resultados de fadiga para todos os modelos .....	110

## Lista de Abreviaturas e Siglas

### Letras Latinas

$a$	Semi-eixo da elipse de Hertz	[m]
$a_{dv}$	Fator de influência da tensão hidrostática	
$A$	Constante geométrica de Hertz	
$A_e$	Área de um elemento	[m <sup>2</sup> ]
$b$	Semi-eixo da elipse de Hertz	[m]
$b'$	Expoente de resistência à fadiga	
$B$	Constante geométrica de Hertz	
$C$	Calor específico	
$E$	Módulo de Elasticidade	[Pa]
$E_1$	Módulo de elasticidade do corpo 1	[Pa]
$E_2$	Módulo de elasticidade do corpo 2	[Pa]
$E_d$	Energia dissipada na frenagem	[J]
$F$	Força aplicada no contato entre dois corpos	[N]
$F_n$	Força aplicada em um nó	[N]
$g$	Aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$G$	Módulo de Cisalhamento	[Pa]
$h$	Coeficiente de convecção	[W/(m <sup>2</sup> °C)]
$H$	Altura	[m]
$J_2$	Segundo invariante do tensor de tensões	[Pa <sup>2</sup> ]
$k$	Coeficiente de condutividade térmica	[W/(m°C)]
$k_a$	Função transcendental do ângulo $\varphi_h$	
$k_b$	Função transcendental do ângulo $\varphi_h$	
$m$	Constante de material de Hertz	
$m_1$	Constante de material de Hertz do corpo 1	
$m_2$	Constante de material de Hertz do corpo 2	
$M_r$	Massa do vagão	[kg]
$p$	Pressão no contato	[Pa]
$P_b$	Potência de calor entrando na roda pela frenagem	[W]

$p_{max}$	Pressão máxima de contato de Hertz	[Pa]
$p_n$	Pressão em um elemento	[Pa]
$q$	Fluxo de Calor	[W/m <sup>2</sup> ]
$R_1$	Raio 1 do corpo 1	[m]
$R_1'$	Raio 2 do corpo 1	[m]
$R_2$	Raio 1 do corpo 2	[m]
$R_2'$	Raio 2 do corpo 2	[m]
$S_e$	Limite de resistência à fadiga na flexão	[Pa]
$S_y$	Limite de escoamento	
$T$	Temperatura	[°C]
$U$	Energia de deformação do material	[J]
$U_d$	Energia de distorção do material	[J]
$U_h$	Energia de tensão hidrostática	[J]
$V$	Velocidade do Vagão	[m/s]

### **Letras Gregas**

$\alpha$	Coeficiente de expansão térmica secante	[°C <sup>-1</sup> ]
$\beta$	Backstress	[Pa]
$\varepsilon_e$	Deformação elástica	[mm/mm]
$\varepsilon_p$	Deformação plástica	[mm/mm]
$\varepsilon_t$	Deformação total	[mm/mm]
$\varepsilon_{th}$	Deformação térmica	[mm/mm]
$\varepsilon_x$	Deformação normal na direção x	[mm/mm]
$\varepsilon_y$	Deformação normal na direção y	[mm/mm]
$\varepsilon_z$	Deformação normal na direção z	[mm/mm]
$\gamma_r$	Porcentagem de energia dissipada pela frenagem absorvida como calor pela roda	
$\gamma_{xy}$	Deformação cisalhante ao plano x na direção y	[mm/mm]
$\gamma_{xz}$	Deformação cisalhante ao plano x na direção z	[mm/mm]
$\gamma_{yz}$	Deformação cisalhante ao plano y na direção z	[mm/mm]



$\varphi_{dv}$	Ângulo de definição do plano crítico	[°]
$\varphi_h$	Relação entre as Constantes Geométricas A e B	[°]
$\nu$	Coeficiente de Poisson	
$\nu_1$	Coeficiente de Poisson do corpo 1	
$\nu_2$	Coeficiente de Poisson do corpo 2	
$\theta_{dv}$	Ângulo de definição do plano crítico	[°]
$\theta_h$	Ângulo entre os planos que contém os raios $R_1$ e $R_2$	[°]
$\theta_r$	Ângulo de inclinação da via	[°]
$\rho$	Densidade do material	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_1$	Tensão normal na direção principal 1	[Pa]
$\sigma_2$	Tensão normal na direção principal 2	[Pa]
$\sigma_3$	Tensão normal na direção principal 3	[Pa]
$\sigma_a$	Tensão normal alternada	[Pa]
$\sigma_{eq}$	Tensão equivalente de Von Mises	[Pa]
$\sigma_h$	Tensão hidrostática	[Pa]
$\sigma_{ij}$	Tensor de tensão	[Pa]
$\sigma_x$	Tensão normal na direção x	[Pa]
$\sigma_y$	Tensão normal na direção y	[Pa]
$\sigma_z$	Tensão normal na direção z	[Pa]
$\tau_a$	Amplitude de tensão de cisalhamento	[Pa]
$\tau_{dv}^*$	Tensão equivalente de Dang Van máxima	[Pa]
$\tau_e$	Limite de resistência à fadiga no cisalhamento puro	[Pa]
$\tau_f'$	Coeficiente de resistência à fadiga em cisalhamento	[Pa]
$\tau_m$	Tensão de cisalhamento média	[Pa]
$\tau_{xy}$	Tensão de cisalhamento ao plano x na direção y	[Pa]
$\tau_{xz}$	Tensão de cisalhamento ao plano x na direção z	[Pa]
$\tau_{yz}$	Tensão de cisalhamento ao plano y na direção z	[Pa]

**Siglas**

AAR	<i>“Association of American Railroads”</i>
ANTF	Associação Nacional dos Transportadores Ferroviários
CNT	Confederação Nacional dos Transportes
IEMA	Instituto de Energia e Meio Ambiente
RCF	<i>“Rolling Contact Fatigue”</i> ou Fadiga de Contato com Rolamento

## Sumário

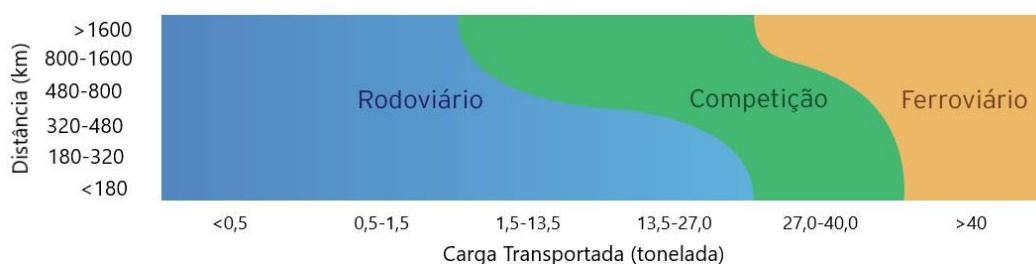
1	INTRODUÇÃO .....	21
1.1	Objetivo .....	25
1.2	Apresentação do trabalho .....	26
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	27
2.1	Contato roda-trilho.....	27
2.2	Fadiga .....	29
2.3	Tratamento Térmico de Fabricação.....	30
2.4	Frenagem .....	31
2.5	RCF em rodas ferroviárias.....	33
2.6	Considerações da Revisão.....	37
3	CONCEITOS FUNDAMENTAIS.....	38
3.1	Equações básicas de elasticidade.....	38
3.2	Plasticidade .....	40
3.3	Critério de Von Mises .....	41
3.4	Critério de fluxo associativo.....	45
3.5	Critérios de Encruamento .....	46
3.6	<i>Shakedown</i> Elástico. ....	47
3.7	Teoria de Hertz.....	48
3.8	Fadiga .....	51
3.8.1	Fadiga Uniaxial .....	51
3.8.2	Fadiga Multiaxial.....	52
3.8.3	Critério de Dang Van .....	53
3.8.4	Critério de Dang Van modificado .....	54
3.8.5	Circunferência circunscrita .....	55
3.9	Análise Térmica.....	56
3.10	Roda Ferroviária.....	58
3.10.1	Classificação e Composição Química .....	58
3.10.2	Dimensões da roda ferroviária .....	59

3.10.3	Fabricação da roda ferroviária.....	59
3.10.4	Tratamento Térmico de Fabricação .....	60
3.11	Considerações finais sobre os conceitos fundamentais .....	61
4	MATERIAIS E MÉTODOS .....	62
4.1	Modelagem do tratamento térmico de fabricação.....	63
4.2	Modelagem do rolamento .....	69
4.3	Modelagem da frenagem.....	73
4.4	Modelagem da Fadiga.....	77
5	RESULTADOS.....	80
5.1	Tratamento Térmico .....	80
5.2	Distribuição de Pressão de Hertz .....	83
5.3	Modelo de rolamento de roda sem tensões residuais .....	84
5.4	Modelo de rolamento de roda com tensões residuais de fabricação.....	86
5.5	Frenagem .....	89
5.6	Fadiga .....	101
5.7	Discussão dos resultados.....	110
6	CONCLUSÕES .....	114
6.1	Sugestão para trabalhos futuros.....	115
	Referências Bibliográficas .....	116

# 1 INTRODUÇÃO

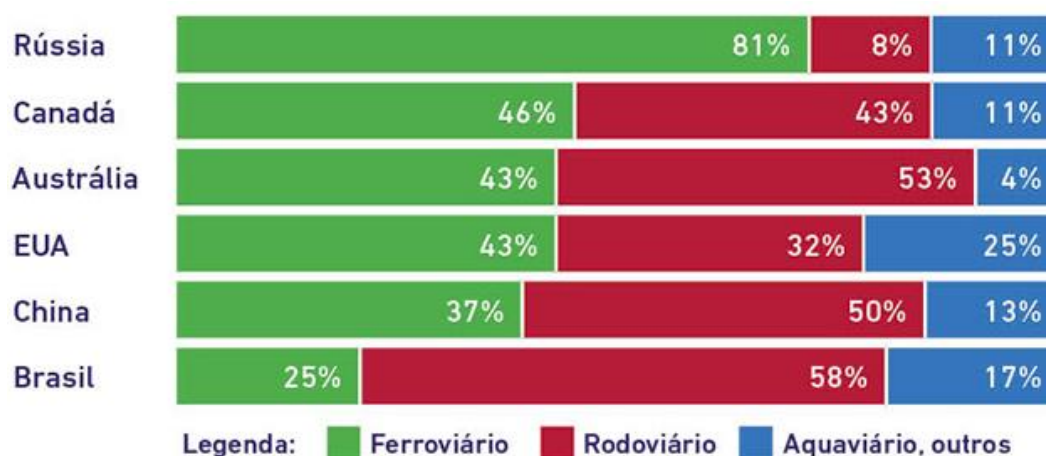
O modal de transporte ferroviário tem uma importância muito grande para o crescimento e desenvolvimento econômico de um país ou região. Em um mundo globalizado, regiões com alto custo logístico tem o potencial de crescimento da economia reduzido. O transporte ferroviário, por sua natureza e característica, possui uma grande eficiência, o que ajuda a diminuir custos logísticos.

Países de grande extensão territorial como o Brasil necessitam que o transporte ferroviário tenha uma forte participação no transporte de cargas. A Figura 1.1 mostra a comparação entre o modal rodoviário em relação ao ferroviário para transporte de cargas. O ferroviário é claramente mais vantajoso para distâncias maiores e cargas mais elevadas



**Figura 1.1** Competição modal no transporte de carga (CNT, 2013)

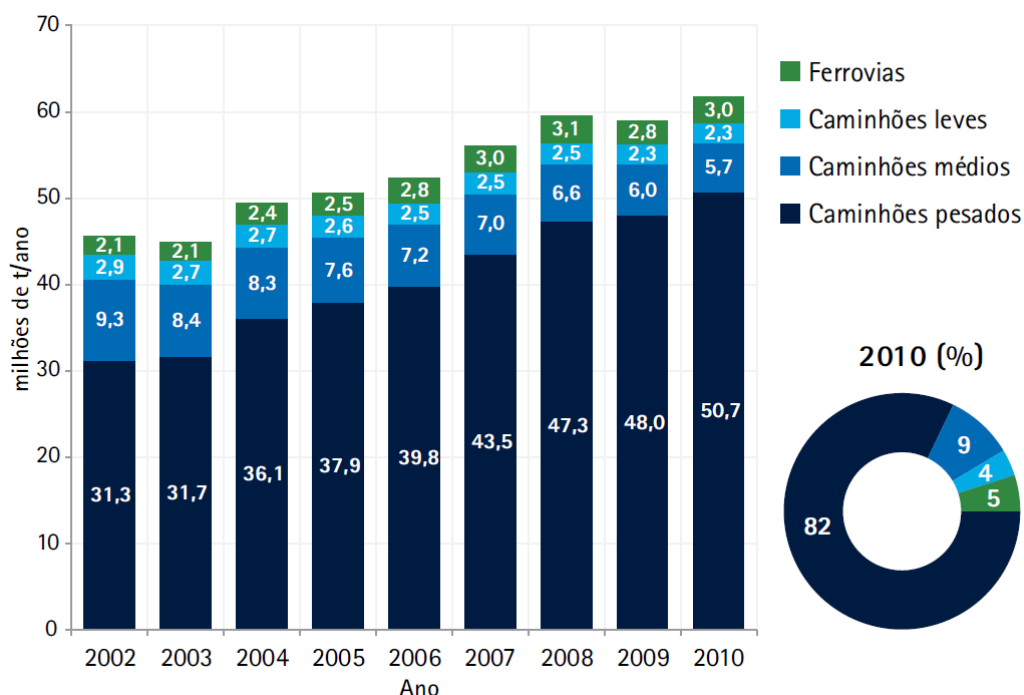
A Figura 1.2 mostra a comparação das matrizes de transporte de carga de alguns países com dimensão territorial parecida. Nesta comparação, o Brasil é o país com menor percentual de transporte realizado em ferrovias.



**Figura 1.2** Comparação de Matrizes de Transporte de Cargas (ANTF, 2018)

No Brasil, o transporte de cargas é composto essencialmente de produtos de baixo valor agregado como minério de ferro, soja e milho. Estes produtos são transportados em grandes volumes. Conforme os dados da Figura 1.1, o modal ferroviário é o mais eficiente para a configuração de transporte de cargas terrestre nesse caso porque as distâncias percorridas são altas e porque as cargas transportadas são elevadas. Entretanto, apenas 25% do total do transporte de cargas brasileiro é realizado em ferrovias, o que mostra que o Brasil pode aumentar sua produtividade e diminuir custos logísticos com maiores investimentos na área ferroviária.

Um estudo feito pelo Instituto de Energia e Meio Ambiente (IEMA) mostra que o transporte ferroviário emite muito menos dióxido de carbono do que o transporte rodoviário. De acordo com a Figura 1.3, as emissões por ferrovias no ano de 2010 foram vinte vezes menores, enquanto a Figura 1.2 mostra que a quantidade de carga transportada é apenas 2,5 vezes menor. Isso ocorre também porque um único vagão tem capacidade de carga muito maior que um caminhão. A quantidade de caminhões rodando diminui com um aumento no transporte de cargas por ferrovias, o que pode diminuir significativamente as emissões de gases poluentes.



**Figura 1.3** Evolução das emissões anuais de dióxido de carbono fóssil do transporte de cargas terrestre (IEMA, 2011)

Devido às vantagens que o modal ferroviário apresenta, há um grande interesse em torná-lo cada vez mais eficiente, para que haja mais investimentos que aumentem a sua parcela na matriz de transporte. Um desafio grande do setor é como aumentar de forma segura a quantidade de carga transportada por vagão. A linha *Fortescue Railway*, segundo Barrow (2015), na região de Pilbara na Austrália, já consegue operar com cargas de 43,5 toneladas por eixo. Cargas elevadas como essas podem aumentar a probabilidade de problemas de segurança, como a quebra de componentes.

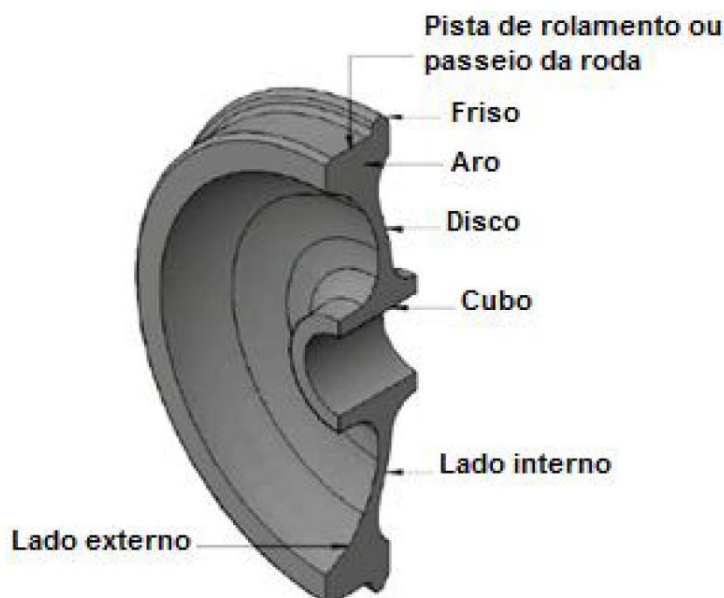
Um dos componentes mais solicitados é a roda ferroviária. Estudos sobre os fenômenos que podem gerar defeitos e quebras de rodas são muito importantes para que empresas possam trabalhar preventivamente e diminuir a chance de acidentes. Apenas uma roda quebrada pode causar um descarrilamento em uma composição e impedir o tráfego por longo tempo, com significativos prejuízos diretos e indiretos.

As falhas mais comuns em rodas são devidas ao desgaste e à fadiga. Um defeito comum, causado por fadiga de contato com rolamento (“*rolling contact fatigue*” - RCF) é chamado de escamação ou “*shelling*”. Este defeito pode ser visto na Figura 1.4 e seu estudo motiva este trabalho.



**Figura 1.4** Escamação em uma roda ferroviária

A Figura 1.5 ilustra a nomenclatura normalmente usada para definir as partes de uma roda ferroviária e que será usada neste trabalho. A escamação ocorre na pista de rolamento, devido ao contato com o trilho.



**Figura 1.5** Esquemático de uma roda ferroviária (ALMEIDA, 2017)

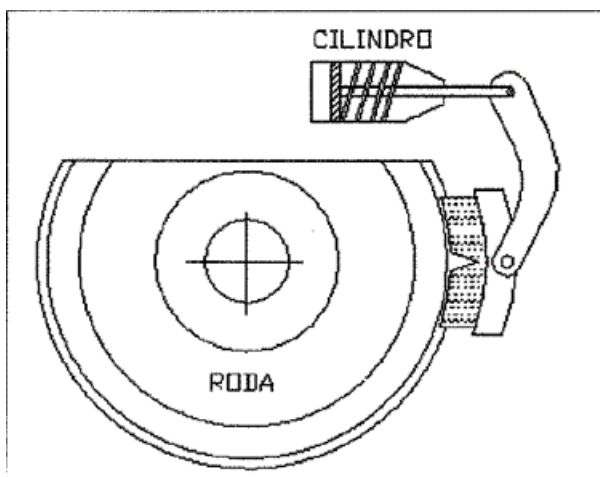
Não há muitas normas brasileiras para o transporte ferroviário no Brasil. As que existem são da ABNT e normalmente são baseadas nas normas americanas da “*Association of American Railroads*” (AAR). A roda classe C, definida pela AAR, é o tipo de roda mais utilizada no Brasil e é indicada para condições de cargas altas e situações de frenagens leves.

A norma sobre rodas da AAR (2011) define que toda roda nova deve passar por um processo de tratamento térmico logo após a sua fabricação. Este processo tem como objetivo gerar tensões residuais de compressão na direção circunferencial do aro da roda para dificultar a propagação de eventuais trincas.

Um dos problemas encontrados na operação ferroviária é que a tensão residual de compressão no aro da roda pode ser reduzida ou até mesmo invertida para tensão de tração em situações de frenagem severas. A Figura 1.6 mostra um desenho esquemático da aplicação dessa força de frenagem no qual é possível notar que a sapata de freio é pressionada contra a pista de rolamento da roda. O atrito entre sapata e roda dissipa energia que é, em grande parte, absorvida pela roda na forma de calor. Como o aquecimento se dá na mesma pista de rolamento onde há o contato com o trilho, seu efeito poderia intensificar a propensão à escamação,



consequentemente reduzindo a vida em serviço. Essa hipótese é avaliada nesta dissertação.



**Figura 1.6** Esquema simplificado da aplicação da força de frenagem (SANTOS, 1997)

## 1.1 Objetivo

O objetivo deste trabalho é analisar os efeitos do aquecimento causado pela frenagem nas tensões residuais de uma roda ferroviária classe C e qual a influência disto na fadiga de contato.

O método dos elementos finitos é usado para calcular as temperaturas, tensões e deformações devido ao tratamento térmico de fabricação, devido à frenagem e devido ao rolamento da roda sobre o trilho. Para isto, é usado o pacote comercial ANSYS®.(v18.0). A vida em fadiga é calculada utilizando um critério de fadiga multiaxial de alto ciclo que foi implementado em um código no software MATLAB®.

Para ser possível atingir o objetivo do trabalho, foram traçados os seguintes objetivos específicos:

- Criar um modelo em elementos finitos que calcula as tensões residuais devido ao tratamento térmico de fabricação;
- Criar um modelo em elementos finitos que calcula as temperaturas e tensões residuais na roda devido à frenagem;
- Criar um modelo em elementos finitos para calcular as tensões e deformações devido ao rolamento da roda sobre o trilho;

- Implementar um código que calcule a vida em fadiga a partir dos ciclos de tensão devido ao rolamento;
- Comparar a diferença de vida em fadiga na roda nas condições sem e com tensão residual e, para esta última, avaliar o efeito de diferentes níveis de frenagem.

## 1.2 Apresentação do trabalho

Para atingir os objetivos propostos, a sequência de apresentação do trabalho será apresentada, conforme as etapas:

- O presente capítulo apresenta uma introdução ao problema de fadiga de contato e o objetivo deste trabalho.
- O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica sobre fadiga de contato em rodas ferroviárias e sobre aquecimento de rodas devido à frenagem.
- O capítulo 3 apresenta os conceitos fundamentais sobre elasticidade, plasticidade, critérios de encruamento que servem de base para o desenvolvimento deste trabalho.
- O capítulo 4 apresenta a classificação de rodas ferroviárias, a dimensão da roda usada no trabalho e descreve o processo de fabricação da roda.
- O capítulo 5 apresenta a metodologia adotada. São descritos o método para calcular tensões devido ao rolamento, tensões residuais devido ao tratamento térmico e devida à frenagem e para calcular a vida em fadiga.
- O capítulo 6 apresenta os resultados de distribuição de temperatura na roda devido ao tratamento térmico, e devido à frenagem. As tensões máximas e os gráficos de “*shakedown*” são mostrados para o rolamento. E todos os resultados de vida em fadiga são mostrados.
- O capítulo 7 apresenta uma conclusão ao trabalho e descreve possíveis trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste trabalho, são desenvolvidos modelos que calculam as temperaturas e as tensões térmicas devido à frenagem nas rodas ferroviária, que calculam as tensões residuais provenientes ao tratamento térmico de fabricação e que calculam a fadiga de contato devido ao rolamento da roda sobre trilho.

Há diversos trabalhos que estudam estes temas presentes na literatura. Neste capítulo, os principais trabalhos que serviram como base teórica são apresentados.

### 2.1 Contato roda-trilho

Para desenvolver modelos que calculem as tensões e, conseqüentemente, a fadiga devido ao contato deve-se conhecer a distribuição de pressão e área de contato. A avaliação do contato pode ser feita com métodos numéricos ou analíticos.

Um dos primeiros trabalhos sobre contato de corpos mecânicos foi feito por Hertz (1896). Neste trabalho, foi estudado o comportamento de corpos elásticos em contato. Ao se colocar dois corpos elásticos e isotrópicos em contato, se observou que, ao se deformarem na região de contato, os dois corpos estabelecem uma área de formato elíptico. A sua formulação ficou conhecida como teoria de Hertz. Nessa abordagem, supõe-se que ambos os corpos têm comportamento elástico e que os raios que definem as superfícies em contato de cada corpo são constantes.

Uma segunda teoria de contato muito usada para este tipo de aplicação foi desenvolvida por Kalker (1967). A teoria completa de Kalker permite um cálculo com precisão dos esforços tangenciais e normais de corpos elásticos sob rolamento. Sua teoria, conhecida como teoria exata, deu base para o código CONTACT<sup>®</sup>. Apesar de resultados precisos, o custo computacional é muito alto, o que dificulta seu uso em diversas aplicações. Uma teoria simplificada foi desenvolvida por Kalker (1973). Esta teoria serviu de base para o algoritmo FASTSIM.

Telliskivi (2001) fez um estudo comparativo sobre as tensões na roda ferroviária devido ao contato com o trilho. Três métodos foram utilizados e comparados. No primeiro obteve-se a distribuição de pressão pela teoria de Hertz que foi importada e aplicada em um modelo em elementos finitos para cálculo de tensões. O mesmo procedimento foi feito no segundo método, mas a distribuição de esforços no contato foi calculada pelo software CONTACT®. No último método empregado, o contato foi avaliado já no software de elementos finitos. Dois pontos de aplicação foram analisados e os resultados foram muito próximos entre todos os modelos quando o ponto de aplicação foi mais distante do flange. Entretanto, com um ponto de aplicação mais próximo do flange, os resultados obtidos por Hertz e por CONTACT® foram muito maiores que o avaliado por elementos finitos.

O algoritmo para cálculo de esforços no contato FASTSIM, baseado na teoria simplificada de Kalker, foi reavaliado por Vollebregt (2011) que propõe um novo algoritmo, chamado de FASTSIM2, que tem precisão de segunda ordem. Isso possibilita um resultado adequado com menos pontos de discretização, diminuindo ainda mais o custo computacional.

Srivastava (2014) também estudou o contato roda-trilho. Foram feitas análises de contato para diferentes perfis de roda e de trilho. O contato foi calculado pela teoria de Hertz e pelo método dos elementos finitos. Os dois tipos de análise apresentaram resultados muito próximos para todo tipo de perfil analisado.

Muitos modelos de contato foram desenvolvidos ao longo dos anos. Um estudo comparativo entre eles foi desenvolvido por Tao (2016). Neste estudo, foi feita uma comparação entre alguns modelos de contato com a teoria de Hertz e o código CONTACT® para a solução do contato normal. Após isto, a teoria simplificada de Kalker (FASTSIM) foi usada para calcular as soluções do contato tangencial em todos os modelos, exceto CONTACT®. Em seguida, um modelo de desgaste de contato foi usado para estimar o desgaste na roda. A combinação do modelo de Hertz com FASTSIM no modelo de desgaste obteve resultados próximos se comparados aos

outros modelos de contato, além disso o tempo de simulação foi muito menor neste caso.

## 2.2 Fadiga

Falhas devido a cargas que variam com o tempo são um dos maiores problemas em componentes mecânicos e isso é particularmente significativo em ferrovias, pois estas podem causar acidentes catastróficos. A história dos estudos sobre fadiga se confunde com a história das ferrovias. Os primeiros estudos do fenômeno tinham como objetivo a compreensão de falhas de componentes ferroviários.

O engenheiro ferroviário alemão Wöhler foi um dos primeiros a investigar o fenômeno da fadiga. Wöhler (1858) estudou o comportamento em serviço de eixos ferroviários. Ele afirma, baseado em testes experimentais, que um material pode vir a falhar por aplicação de vários ciclos de carga. (apud Schultz, 1996)

Os testes de Wohler foram plotados pela primeira vez por Spangerberg (1875) no que ficou conhecido como diagrama S-N ou diagrama de Wohler. Basquin (1910) desenvolveu a formula que relaciona a tensão alternada pelo número de ciclos até a falha (apud Schultz, 1996).

Desde a década de 1950 muitos critérios foram desenvolvidos para modelar a fadiga multiaxial. Um destes critérios foi proposto por Dang Van et al. (1989). O critério de Dang Van é um dos mais usados até hoje para estimar vida em fadiga em rodas ferroviárias. Para calcular a vida em fadiga leva-se em consideração a amplitude de tensão de cisalhamento em um plano crítico e a pressão hidrostática do material. É assim possível calcular a vida em fadiga a partir do histórico de tensões no material e suas propriedades de fadiga uniaxial.

Papadopoulos (1998)apresentou uma nova definição para as tensões cisalhantes médias e amplitude de tensões cisalhante para critérios de fadigas baseados em planos críticos. Em seu trabalho, são apresentadas as definições anteriores (*“longest projection”* e *“longest chord”*) e é evidenciado que elas podem apresentar problemas

de ambiguidade. A nova definição, chamada de mínima circunferência circunscrita, não leva a tais ambiguidades. A menor circunferência que circunscreve a curva de cisalhamento em um dado plano define os valores necessários. A distância do centro da circunferência até a origem define a tensão cisalhante média no plano e o raio da circunferência define a amplitude de tensão cisalhante no plano.

Ekberg et al. (2014) descreveu os mecanismos que levam a fadiga de contato com rolamento. São descritos os métodos para analisar o surgimento de trincas na superfície da roda e em um nível subsuperficial. Para o caso de fadiga subsuperficial, existem duas abordagens. A primeira é baseada em mecânica da fratura, que pode ser um problema muito difícil de resolver. A outra forma é a partir de critérios de fadiga multiaxial, como o de Dang Van, que no caso subsuperficial é aplicável porque as deformações plásticas são muito menores do que no caso superficial.

### **2.3 Tratamento Térmico de Fabricação**

Por questões de segurança, todas as rodas novas passam por um tratamento térmico que aumenta a dureza do aro e cria tensões residuais compressivas. Alguns trabalhos foram realizados para estabelecer o valor das tensões por meio de técnicas de medição ou por simulação numérica.

Gordon (2003) fez um estudo sobre o tratamento térmico feito em rodas ferroviárias após a fabricação. O autor faz diversas simulações para o processo em uma roda ferroviária classe L. As simulações foram feitas em um modelo axissimétrico de elementos finitos no software ABAQUS®. Todas as etapas do tratamento térmico foram simuladas variando o coeficiente de convecção, a temperatura externa à roda e o tempo de duração de cada etapa. A temperatura foi a mesma em toda roda no começo da simulação. Para simular a têmpera, foi usado um coeficiente maior na pista de rolamento do que no resto da roda, o que causou um resfriamento mais rápido na região. Para as outras etapas, o coeficiente de convecção foi mantido constante em todas as superfícies da roda e variou-se apenas a temperatura externa para cada etapa e tempo de simulação.

Minicucci (2003) analisou as tensões residuais de tratamento térmico de fabricação de rodas ferroviárias para estudar uma forma de medir tensões residuais por ultrassom. Foram medidas as tensões residuais de rodas ferroviárias classe C. O método permite a medição da tensão na superfície interna do aro da roda. Os resultados de medição foram então comparados com os resultados da simulação do processo de tratamento térmico de fabricação pelo método dos elementos finitos. Os resultados das medições mostraram-se compatíveis.

Nejad (2014) calculou as tensões residuais do tratamento térmico de fabricação. Para isto, o método dos elementos finitos foi empregado em um modelo tridimensional. Primeiramente foi feita uma análise térmica e depois uma estrutural para calcular as tensões. O modelo de encruamento adotado foi o isotrópico bilinear, diversas curvas de tensão deformação foram usadas para várias temperaturas. Para simular a têmpera, os autores empregaram um coeficiente de convecção de  $3042 \text{ W/m}^2\text{°C}$  na pista de rolamento da roda por três minutos, em seguida a roda troca calor com o ar à  $500\text{°C}$  durante seis horas e resfria por sete horas.

A máxima tensão de Von Mises encontrada foi de 553 MPa. Entretanto, não são apresentadas as tensões na direção circunferencial que são as mais importantes para a avaliação da vida dentre as geradas com o processo de tratamento térmico.

## **2.4 Frenagem**

A frenagem tem um impacto grande na vida em serviço na roda. Frenagens severas podem causar tensões de tração no aro da roda, o que diminui a sua vida em serviço. Na literatura há alguns estudos sobre o aquecimento de rodas devido a frenagem. Muitos destes trabalhos calculam a temperatura em um modelo axissimétrico bidimensional pelo método dos elementos finitos.

Johnson (1977) estudou as tensões residuais em uma roda devido a frenagem. As temperaturas e tensões foram calculadas pelo método dos elementos finitos. Para isso, foi criada uma malha bidimensional axissimétrica da roda. Foram feitas

simulações com frenagens de 15, 22 e 30kW de potência durante uma hora. Após o resfriamento da roda após a frenagem, tensão residual circunferencial de tração foi desenvolvida no aro da roda. Na frenagem de 15 kW, as tensões residuais foram muito baixas. Para a frenagem de 22kW, a tensão circunferencial de tração mais alta foi de 28MPa e para a frenagem de 30kW, a tensão circunferencial de tração foi de 170MPa. Entretanto, o modelo assume que a roda está livre de tensões residuais, o que poderia modificar os resultados obtidos.

Para estudar técnicas de ultrassom para medir as tensões residuais em rodas ferroviárias, Santos (2004) analisou o efeito do aquecimento devido à frenagem nas tensões residuais geradas no processo de fabricação de rodas forjadas. Bobinas de indução foram usadas para aquecer a pista de rolamento da roda e assim simular o aquecimento devido à frenagem. O processo de tratamento térmico de fabricação e o de frenagem foram simulados numericamente pelo método dos elementos finitos para calcular as tensões residuais. O aquecimento devido às bobinas foi simulado como uma potência positiva de calor entrando pela pista da roda. Foram simuladas três situações de frenagem com potência de aquecimento de 45kW, 50kW e 55kW por 30 minutos. No experimento, foi feito o acompanhamento da evolução da temperatura na pista medindo-a com um pirômetro. Em todos os casos, a temperatura teve correlação adequada com as simulações numéricas. As tensões residuais foram medidas antes e depois do aquecimento para cada caso. A tensão residual compressiva no aro da roda foi reduzida após o aquecimento em todos os casos, mas não se observou a inversão de tensão de compressão para de tração. Nas simulações pelo método dos elementos finitos, houve inversão de tensão na roda na região próxima à pista de rolamento.

Vernerson et al. (2006) desenvolveu um modelo numérico para cálculo de temperatura de roda e da sapata de freio devido à frenagem. O modelo calcula o total de energia dissipada pela pressão aplicada, coeficiente de atrito e velocidade do trem. O cálculo das temperaturas foi feito com um modelo axissimétrico da roda e da sapata. As condições de contorno de radiação e convecção foram aplicadas no modelo. Um modelo de partição da temperatura foi feito para calcular a quantidade de calor gerado que é absorvido pela roda e pela sapata. O modelo ainda inclui o efeito do resfriamento causado pela condução de calor da roda para o trilho pelo seu contato.



Outro modelo para calcular a temperatura nas rodas durante sua operação foi desenvolvido por Vakkalagadda (2015). A análise foi feita em três etapas. Na primeira, foi criado um modelo que estima a geração de calor na interface entre roda e sapata devido ao atrito roda-sapata, tensão entre o trilho e a roda e resistências ao movimento. Em seguida foi proposto um modelo utilizando o método de elementos de contorno para estimar o fluxo de calor para a roda e para a sapata. Por fim uma análise em elementos finitos em um modelo bidimensional axissimétrico foi desenvolvido para calcular a temperatura no interior da roda.

## **2.5 RCF em rodas ferroviárias**

Dentre os trabalhos sobre fadiga de contato em rodas, a maior parte calcula os esforços no contato pela teoria de Hertz ou pelo método dos elementos finitos. As tensões são calculadas para ciclos de carregamento que são analisados por critérios de fadiga multiaxial.

Bhargava et al. (1985) simularam um ciclo de rolamento de uma roda, transladando uma elipse de distribuição hertziana em um modelo bidimensional em elementos finitos. Os resultados de tensão subsuperficial obtidos após um ciclo de rolamento foram comparados com os de um modelo perfeitamente plástico semianalítico. As tensões residuais calculadas no modelo de elementos finitos foram significativamente maiores que as do modelo semianalítico.

Moyar (1991) desenvolveu um modelo idealizado para calcular a vida em fadiga de contato em rodas ferroviárias. O modelo inclui o efeito da frenagem para calcular as tensões térmicas. As tensões devido à frenagem são calculadas pela teoria de Hertz, e a vida calculada pelo critério de Fatemi-Socie. O modelo foi usado para estudar a vida em fadiga de uma roda classe U sob frenagem. A carga por roda utilizada foi de 120,1kN e a força de frenagem aplicada de 9,79kN. O valor de temperatura médio da roda sob frenagem foi de 483°C. O dano por ciclo na roda a temperatura ambiente foi negligenciável, enquanto que para a roda com temperatura de 483°C, com as propriedades de fadiga modificadas para a temperatura, o dano por

ciclo calculado foi de  $77,3 \cdot 10^{-6}$ . O modelo, entretanto, não considera a deformação plástica causada pela frenagem e pelo rolamento da roda. As propriedades de fadiga usadas variam conforme a temperatura da roda. Entretanto, o módulo de elasticidade é mantido constante com a variação da temperatura, o que interfere diretamente no cálculo das tensões e consequentemente na vida em fadiga da roda.

Ekberg et al. (1995) desenvolveu um modelo geral para cálculo de vida em fadiga para a aplicação em roda e trilho, implementado em Fortran. Neste modelo, a área de contato e a distribuição de pressão foram calculadas pela teoria de Hertz. As tensões subsuperficiais devido à distribuição de pressão foram computadas a partir da integração das soluções analíticas de Boussineq-Cerruti para forças pontuais. O número de ciclos até a falha foi calculado pelo critério de fadiga multiaxial de Dang Van, juntamente com a teoria de acumulo de dano de Palmgren-Miner, no qual leva-se em consideração a probabilidade da posição de contato. O modelo, entretanto, não leva em consideração a plasticidade do material, nem possíveis tensões residuais na roda devidas ao rolamento, ao tratamento térmico de fabricação ou ao freio.

Bernasconi et al. (2005) fez um estudo sobre fadiga de contato com rolamento em rodas ferroviárias. Para isso, fez simulações de cargas de serviço em um programa de dinâmica para trens de alta velocidade. A área de contato levada em consideração foi aquela proveniente da rotina CONTACT<sup>®</sup> desenvolvida por Kalker. As tensões subsuperficiais foram computadas a partir de um modelo elástico. Logo, não são usados os efeitos de plasticidade sob a hipótese que material está em “*shakedown*” elástico. O critério de fadiga utilizado foi o de Dang Van. Para incluir os efeitos das tensões residuais devido ao tratamento térmico, foi somado o valor das tensões residuais. As tensões residuais foram medidas por difração de raio X em diversas posições da roda. Segundo o trabalho, as tensões residuais ajudaram a aumentar o número de ciclos até a nucleação de trincas.

Santos (2008) fez um estudo sobre RCF em rodas ferroviárias classe C. Neste estudo, foi comparada a vida em fadiga de rodas com tensão residual de tratamento térmico de fabricação e rodas sem tensão residual. Primeiramente, foi criado um modelo em que a pressão de contato entre roda e trilho segue a Teoria de Hertz e as tensões subsuperficiais são calculadas por um modelo semianalítico. Nesta simulação

a roda assume comportamento elástico. Entretanto, o valor de tensão de Von Mises máximo ultrapassa o valor do limite de escoamento do material. O método dos elementos finitos foi usado então para cálculo das tensões devido ao rolamento da roda sobre o trilho em um modelo elastoplástico. Foram simulados alguns ciclos de rolamento em um modelo global com a geometria completa da roda e do trilho. Para um refino de malha melhor na região do contato, foi criado um submodelo que importa os deslocamentos nodais do modelo geral para calcular as tensões devido ao rolamento. O rolamento foi simulado até que houvesse acomodação plástica. Para simular o tratamento térmico de fabricação, foi criado um modelo axissimétrico bidimensional pelo método dos elementos finitos. Os jatos de água foram simulados por uma potência de calor negativa na pista de rolamento da roda. Os deslocamentos e temperaturas nodais calculadas no modelo axissimétrico foram importadas para um submodelo tridimensional para calcular as tensões residuais. Com as tensões residuais de tratamento térmico no submodelo, foram importados os deslocamentos nodais do modelo global para simular o rolamento. Para a análise, o histórico de tensões foi extraído do modelo elástico, do submodelo sem tensões residuais e do submodelo com tensões residuais. As tensões residuais de fabricação foram somadas aos resultados do modelo elástico. O critério de fadiga multiaxial de Dang Van foi aplicado em todos os casos. No caso elástico sem tensões residuais, a vida em fadiga foi menor do que quando as tensões de fabricação foram somadas. No caso elastoplástico, o submodelo com tensões residuais teve vida menor do que o caso com tensões residuais.

WU et al. (2011) fizeram uma análise termoelastoplástica de contato em elementos finitos. Foi desenvolvido um modelo bidimensional de um trilho. O contato foi simulado a partir da utilização da distribuição de pressão de Hertz. Além disso, a força tangencial foi baseada na lei de Coulomb de atrito, quando o contato é de escorregamento puro. O modelo de contato permitiu incluir o efeito térmico devido ao escorregamento. Como resultados, foi obtido que, quando todas as passagens de contato incluíam todos os efeitos de carga possíveis, a deformação plástica e tensão residual de Von Mises eram maiores que nas outras situações de carga. A carga térmica foi significativa para o desenvolvimento das deformações plásticas, mas não para o valor estabilizado

Fumes (2014) fez um estudo comparativo de diversos critérios de fadiga multiaxial aplicados ao problema do contato roda-trilho. Foi simulado numericamente, pelo método dos elementos finitos, o tratamento térmico de fabricação de rodas ferroviárias em um modelo tridimensional. Após o tratamento, a roda rola sobre o trilho até que atinja o “*shakedown*” elástico. Após isto, o histórico de tensões devido ao rolamento foi extraído e usado nos critérios de fadiga estudados. Assim como em Santos (2008), foram comparados modelos com e sem tensão residual de fabricação. Entretanto, os resultados foram diferentes. O caso com tensões residuais possui vida maior.

Srisvastava (2017) fez um estudo para avaliar o efeito do escorregamento na vida em fadiga de um trilho. Para isto, um modelo tridimensional do trilho foi criado para uma análise em elementos finitos. O modelo de material usado foi o de Chaboche, com encruamento cinemático não linear. A distribuição de pressão normal no contato foi calculada pela teoria de Hertz. A distribuição de tensão tangencial foi calculada a partir da teoria de tiras de Haines e Ollerton. Além disto, foi levado em conta o fluxo de calor gerado pelo atrito que entra no trilho, na região de contato. Foram comparadas diversas situações de escorregamento. Quanto maior tensão tangencial, mais próximo da superfície se deu o máximo acúmulo de deformação plástica.

Kiani (2018) fez uma análise de fadiga (RCF), em uma roda ferroviária, utilizando um modelo tridimensional de elementos finitos para obter o histórico de tensões e deformações devido à carga cíclica do contato com rolamento. Após a simulação do rolamento por elementos finitos, foi utilizado um critério de planos críticos de Fatemi-Socie. Foi usado o modelo de plasticidade de Chaboche com encruamento cinemático e isotrópico, além do critério de escoamento de Von Mises. A análise foi feita no software de elementos finitos ABAQUS®. Foi prevista a nucleação de uma trinca ocorrendo a 3,7mm da superfície de rolamento da roda.

Outro trabalho que comparou o efeito das tensões residuais de fabricação na vida em fadiga foi feito por Lima (2018). As tensões e deformações devido ao contato roda-trilho foram calculadas pelo método dos elementos finitos pelo software ABAQUS®. Para simular o rolamento, foi simulado um ciclo de rolamento utilizando formulação de contato de Lagrange aumentado. Após este ciclo, as pressões de contato foram extraídas e aplicadas na roda para simular os próximos ciclos até que houvesse a

acomodação plástica. O tratamento térmico foi simulado em um modelo tridimensional da roda e o rolamento aplicado da mesma forma que no caso anterior. As tensões para ambos os casos foram extraídas e aplicadas no critério de Dang Van. Da mesma forma que Fumes (2014), o modelo com tensões residuais foi o que obteve vida em fadiga maior.

## **2.6 Considerações da Revisão**

A partir dos trabalhos revisados foi possível desenvolver uma metodologia para avaliar o efeito da frenagem na vida em fadiga de rodas ferroviárias. A distribuição de pressão no contato roda-trilho é calculada pela teoria de Hertz (1896), como feito por Bhargava et al. (1985), Moyar (1991), Ekberg et al. (1995), Wu et al. (2011) e Srisvastava (2017).

Para cálculo de tensões e deformações devido ao rolamento, é utilizado o método dos elementos finitos. A distribuição de pressão calculada é transladada em um modelo tridimensional da roda. O mesmo procedimento foi usado por Bhargava (1985), Bernasconi et al. (2005), Wu et al. (2011), Srisvastava (2017) e Lima (2018).

O método dos elementos finitos é usado, em um modelo bidimensional axissimétrico para calcular as temperaturas devido à frenagem e devido ao tratamento térmico de fabricação e frenagem, conforme fizeram Johnson (1977), Gordon (2003), Santos (2004), Vernerson et al. (2006), Santos (2008) e Vakkalagadda (2015). Um modelo tridimensional foi usado para calcular as tensões residuais, conforme foi feito em Nejad (2014), Fumes (2014) e Lima (2018).

### 3 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

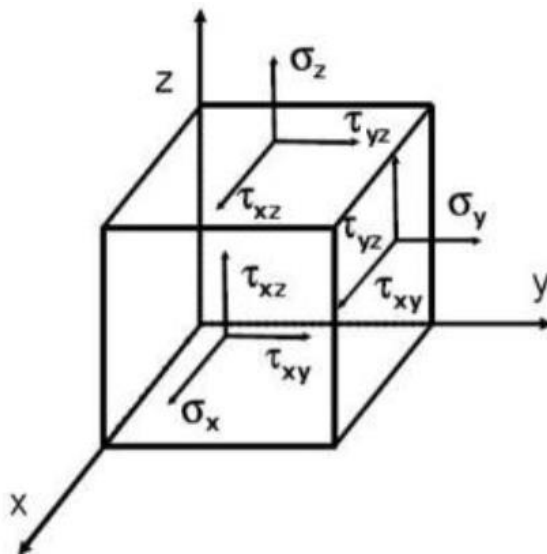
Para estudo do efeito do rolamento da roda sobre o trilho, do tratamento térmico de fabricação e do freio na vida em serviço da roda são necessários conhecimentos sobre elasticidade, plasticidade, fadiga multiaxial, contato e expansão térmica. Os conceitos necessários para a realização desse trabalho são explorados nesse capítulo.

#### 3.1 Equações básicas de elasticidade

O estado de tensão triaxial em um ponto de um corpo é dado matricialmente por um tensor de tensões representado pela eq. 3.1.

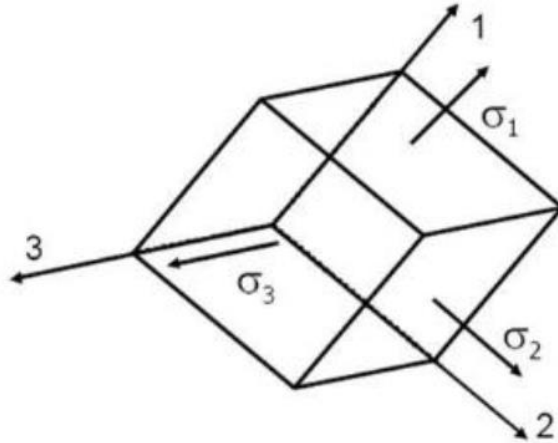
$$\sigma_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad \text{eq. 3.1}$$

As tensões normais são  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  e  $\sigma_z$  e as tensões cisalhantes são  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$  e  $\tau_{yz}$ . O estado de tensões está representado na Figura 3.1.



**Figura 3.1** Representação do estado de tensões em um ponto

O eixo de coordenadas no qual o tensor está representado pode ser rotacionado de forma que as tensões cisalhantes sejam nulas em todas as direções. As tensões normais nessas direções ( $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$ ) são chamadas de tensões principais. A Figura 3.2 ilustra o tensor de tensão nas direções principais.



**Figura 3.2** Representação do tensor de tensões nas direções principais

Seja  $n$  o vetor normal a um plano qualquer, a tensão  $T$  neste plano é definida pela eq. 3.2.

$$T = \sigma_{ij}n \quad \text{eq. 3.2}$$

Um material isotrópico e elástico tem a relação entre tensões e deformações pelas equações definidas pela lei de Hooke (eq. 3.3 - eq. 3.8). As deformações normais são  $\epsilon_x$ ,  $\epsilon_y$  e  $\epsilon_z$  e as deformações cisalhantes são  $\gamma_{xy}$ ,  $\gamma_{xz}$  e  $\gamma_{yz}$ . Os valores do coeficiente de Poisson ( $\nu$ ) e do módulo de Elasticidade ( $E$ ) do material são necessários para o cálculo das deformações.

$$\sigma_x = \frac{E}{1+\nu}\epsilon_x + \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)}(\epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z) \quad \text{eq. 3.3}$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1+\nu}\epsilon_y + \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)}(\epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z) \quad \text{eq. 3.4}$$

$$\sigma_z = \frac{E}{1+\nu}\epsilon_z + \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)}(\epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z) \quad \text{eq. 3.5}$$

$$\tau_{xy} = \frac{E}{2(1+\nu)}\gamma_{xy} \quad \text{eq. 3.6}$$

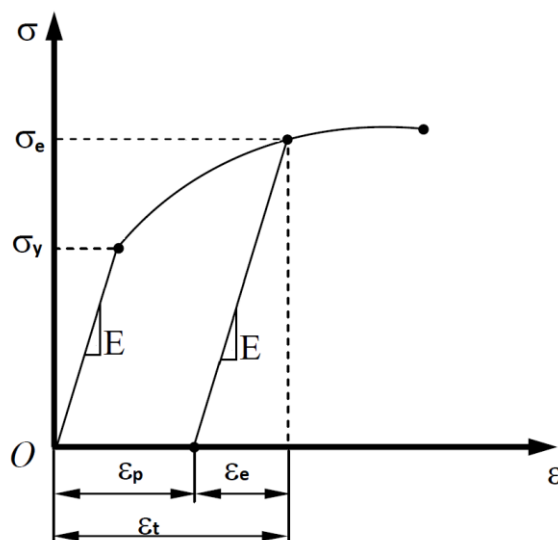
$$\tau_{xz} = \frac{E}{2(1 + \nu)} \gamma_{xz} \quad \text{eq. 3.7}$$

$$\tau_{yz} = \frac{E}{2(1 + \nu)} \gamma_{yz} \quad \text{eq. 3.8}$$

### 3.2 Plasticidade

Um material sob carregamento mecânico sofre deformação. A deformação pode ser reversível (deformação elástica) e pode ser irreversível (deformação plástica).

A deformação total ( $\epsilon_T$ ) de um material sob carregamento é uma composição da deformação elástica ( $\epsilon_E$ ) e da deformação plástica ( $\epsilon_P$ ), conforme a eq. 3.9. A Figura 3.3 mostra uma representação do estado uniaxial de tensão-deformação de um material. A deformação plástica é nula para valores de tensão menores que o limite de escoamento  $\sigma_y$  do material. Caso a tensão no material seja maior que o limite de escoamento, há uma combinação de deformação elástica com deformação plástica. Se a tensão no material já deformado plasticamente zerar, haverá a presença de uma deformação residual.



**Figura 3.3** Representação de uma curva tensão-deformação de um material

$$\epsilon_T = \epsilon_E + \epsilon_P \quad \text{eq. 3.9}$$



### 3.3 Critério de Von Mises

A deformação microscópica em um material é devida ao deslizamento relativo de átomos em sua estrutura cristalina. Este deslizamento é causado devido à tensão de cisalhamento e causa a distorção de uma peça. A energia acumulada no material é devida à sua distorção elástica.

A energia total de deformação ( $U$ ) em um corpo pode ser calculada pela eq. 3.10 nas direções principais e pode ser decomposta pela soma de uma componente hidrostática ( $U_h$ ) e uma componente de energia de distorção ( $U_d$ ).

$$U = \frac{1}{2}(\sigma_1\epsilon_1 + \sigma_2\epsilon_2 + \sigma_3\epsilon_3) \quad \text{eq. 3.10}$$

A relação entre tensões e deformações nas direções principais em um material podem ser escritos como mostram as eq. 3.11 - eq. 3.13.

$$\epsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \nu\sigma_2 - \nu\sigma_3) \quad \text{eq. 3.11}$$

$$\epsilon_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \nu\sigma_1 - \nu\sigma_3) \quad \text{eq. 3.12}$$

$$\epsilon_3 = \frac{1}{E}(\sigma_3 - \nu\sigma_1 - \nu\sigma_2) \quad \text{eq. 3.13}$$

Substituindo as eq. 3.11 - eq. 3.13 na expressão eq. 3.10 obtém-se a equação que relaciona a energia total de deformação em termo das tensões principais, do coeficiente de Poisson e do módulo de elasticidade (eq. 3.14).

$$U = \frac{1}{2E}[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)] \quad \text{eq. 3.14}$$

A tensão hidrostática é a média das tensões principais (eq. 3.15). Carregamentos hidrostáticos não causam distorção de forma, apenas variação de volume em um material.

$$\sigma_h = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad \text{eq. 3.15}$$

A tensão em uma direção principal pode ser decomposta por uma tensão hidrostática ( $\sigma_h$ ) e uma tensão de distorção ( $\sigma_{1d}$ ,  $\sigma_{2d}$  e  $\sigma_{3d}$ ) como mostram as eq. 3.16 - eq. 3.18.

$$\sigma_1 = \sigma_h + \sigma_{1d} \quad \text{eq. 3.16}$$

$$\sigma_2 = \sigma_h + \sigma_{2d} \quad \text{eq. 3.17}$$

$$\sigma_3 = \sigma_h + \sigma_{3d} \quad \text{eq. 3.18}$$

Substituindo as eq. 3.16 - eq. 3.18. na eq. 3.14 e separando os termos hidrostáticos dos de distorção obtém-se a eq. 3.19.

$$U = \frac{3(1-2\nu)}{2E} \sigma_h^2 + \frac{1}{2E} [\sigma_{1d}^2 + \sigma_{2d}^2 + \sigma_{3d}^2 - 2\nu(\sigma_{1d}\sigma_{2d} + \sigma_{1d}\sigma_{3d} + \sigma_{2d}\sigma_{3d})] \quad \text{eq. 3.19}$$

O primeiro termo da eq. 3.19 é a componente de energia hidrostática e o segundo é a energia de distorção. Substituindo a tensão hidrostática da eq. 3.15 no primeiro termo da eq. 3.19 obtém-se a componente de energia hidrostática em termos das tensões principais (eq. 3.20).

$$U_h = \frac{1-2\nu}{6E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)] \quad \text{eq. 3.20}$$

A componente de energia de distorção pode ser obtida subtraindo a componente de energia hidrostática (eq. 3.20) da energia total de deformação (eq. 3.14). A eq. 3.21 mostra energia de distorção em termos das tensões principais.

$$U_d = \frac{1-\nu}{3E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3] \quad \text{eq. 3.21}$$

Para obter um critério de falha para um estado de tensão tridimensional compara-se a energia de distorção necessária para falha em um estado unidimensional com o caso tridimensional.

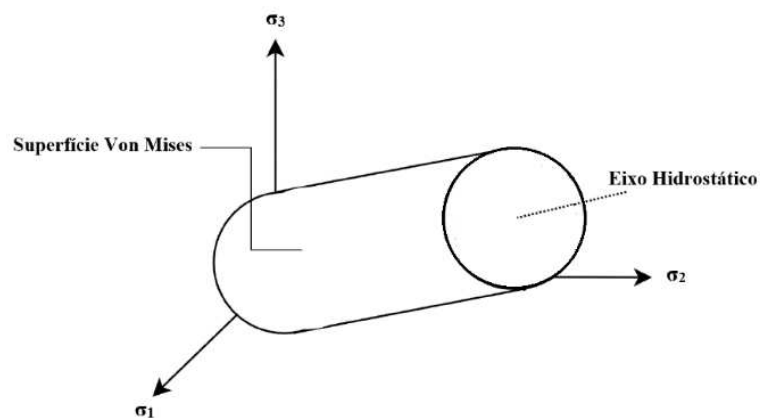
A tensão equivalente de Von Mises ( $\sigma_{eq}$ ) é o valor de tensão uniaxial de tração que tem o mesmo valor de energia de distorção que a combinação de tensões, num caso geral. A eq. 3.22 mostra o valor da energia de distorção em um caso de tensão unidimensional de tração que equivale a substituir  $\sigma_1 = \sigma_{eq}$  e  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$  na eq. 3.21.

$$U_d = \frac{1 + \nu}{3E} \sigma_{eq}^2 \quad \text{eq. 3.22}$$

Igualando a energia de distorção no caso unidimensional (eq. 3.22) com a energia de distorção em um caso de tensão tridimensional (eq. 3.21) e isolando  $\sigma_{eq}$  obtém-se a eq. 3.23.

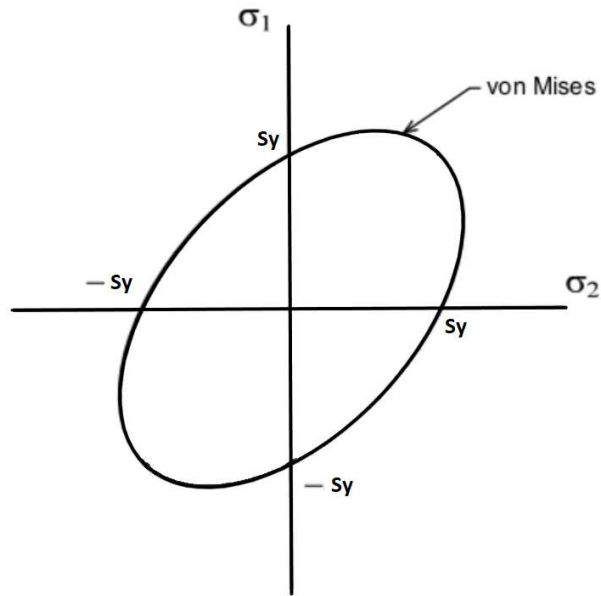
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3} \quad \text{eq. 3.23}$$

Se a tensão equivalente de Von Mises for menor que o limite de escoamento  $S_y$  do material, não há falha estática. A região segura de falha forma um cilindro circular como mostra a Figura 3.4.



**Figura 3.4** Representação da superfície de falha de Von Mises (LIMA, 2018)

Em um caso bidimensional, a região elástica forma uma elipse inclinada (Figura 3.5).



**Figura 3.5** Representação gráfica do critério de Von Mises em um caso bidimensional

A tensão equivalente de Von Mises pode ser representada em termos do segundo invariante  $J_2$  do tensor de tensões  $s$ . O invariante  $J_2$  é definido pela eq. 4.10.

$$J_2 = \frac{1}{3} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3] \quad \text{eq. 3.24}$$

A tensão equivalente de Von Mises pode ser representada por:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3J_2(s)} \quad \text{eq. 3.25}$$

Para definição de modelos de plasticidade, é conveniente a definição de uma função de escoamento que indica quando há escoamento de material. Em um caso unidimensional a função  $\Phi$  é definida por:

$$\Phi(\sigma, \sigma_y) = |\sigma| - \sigma_y \quad \text{eq. 3.26}$$

Se  $\Phi$  for maior que zero o material irá escoar. Em um caso multiaxial de tensões a função de escoamento tem formato similar:

$$\Phi(s, \sigma_y) = \sqrt{3J_2(s)} - \sigma_y \quad \text{eq. 3.27}$$

### 3.4 Critério de fluxo associativo

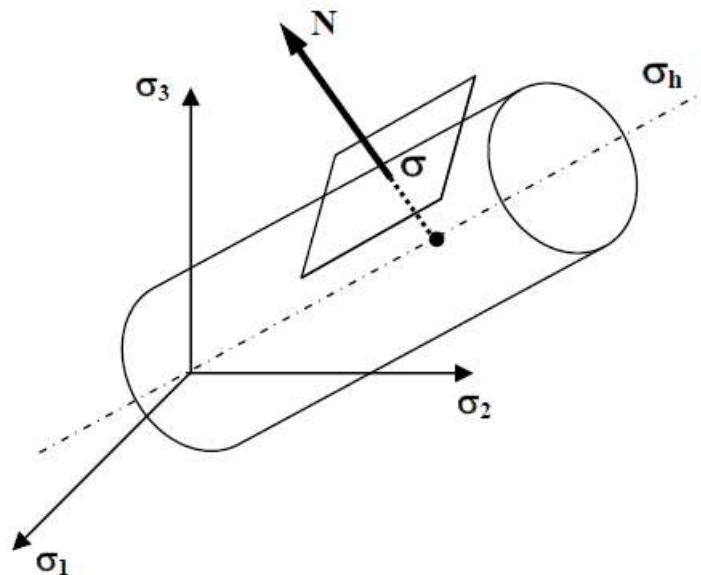
Em um critério associativo a função de escoamento e a função de fluxo tem o mesmo valor. A taxa de deformação plástica é dada por:

$$\dot{\epsilon}_p = \lambda \frac{\partial(\sqrt{3J_2(s)})}{\partial \sigma} \quad \text{eq. 3.28}$$

O termo  $\lambda$  é chamado de multiplicador plástico e indica a quantidade de deformação plástica, enquanto a direção do escoamento é dada por:

$$N = \frac{\partial(\sqrt{3J_2(s)})}{\partial \sigma} \quad \text{eq. 3.29}$$

O critério é representado graficamente pela Figura 3.6.



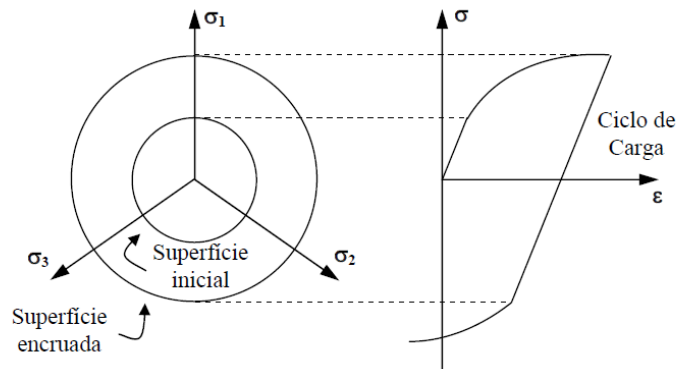
**Figura 3.6** Representação gráfica da direção do escoamento (SANTOS, 2008)

A deformação plástica é definida na:

$$\bar{\epsilon}_p = \int_0^t |\dot{\epsilon}| dt$$

### 3.5 Critérios de Encruamento

Quando a tensão em um material ultrapassa seu limite de escoamento ocorre uma deformação permanente no material. A consequência disso é um aumento de sua dureza que leva à um novo limite de escoamento. O encruamento é uma modificação da superfície de Von Mises que altera a superfície de escoamento de Von Mises (Figura 3.4), que, como dito, define o limite no qual existe ou não deformação plástica do material. A forma com que esta superfície se modifica é descrita por critérios de encruamento. O critério de encruamento isotrópico modifica o raio do cilindro circular que define a superfície de Von Mises. A Figura 3.7 ilustra este critério.



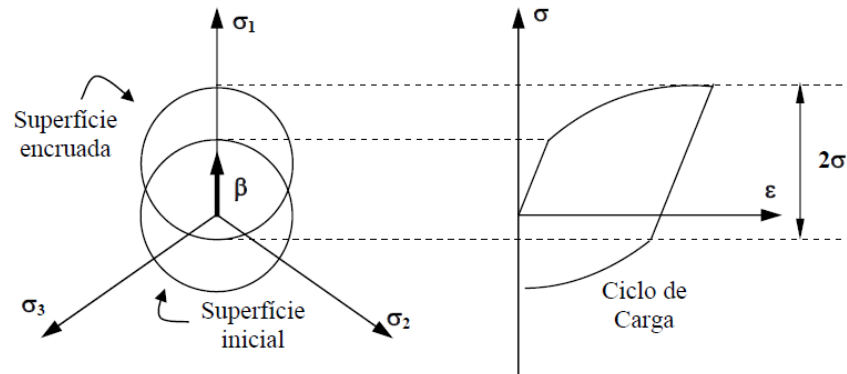
**Figura 3.7** Representação do encruamento isotrópico (SANTOS, 2008)

No critério isotrópico, o valor do limite de escoamento varia em função da deformação plástica, como mostra a eq. 3.31. Na equação  $\sigma_{y0}$  é o limite de escoamento inicial e  $A_i$  é a inclinação da curva de encruamento unidimensional do material.

$$\sigma_y(\bar{\epsilon}_p) = \sigma_{y0} + A_i(\bar{\epsilon}_p) \quad \text{eq. 3.31}$$

Outro critério de encruamento é o critério cinemático. A superfície de Von Mises não muda de tamanho, mas translada no espaço (Figura 3.8). A translação é representada pelo tensor de “back stress” ( $\beta$ ). Este critério é capaz de representar o

fenômeno chamado de efeito Bauschinger, no qual o encruamento em uma direção causa a diminuição da resistência ao escoamento na direção oposta.



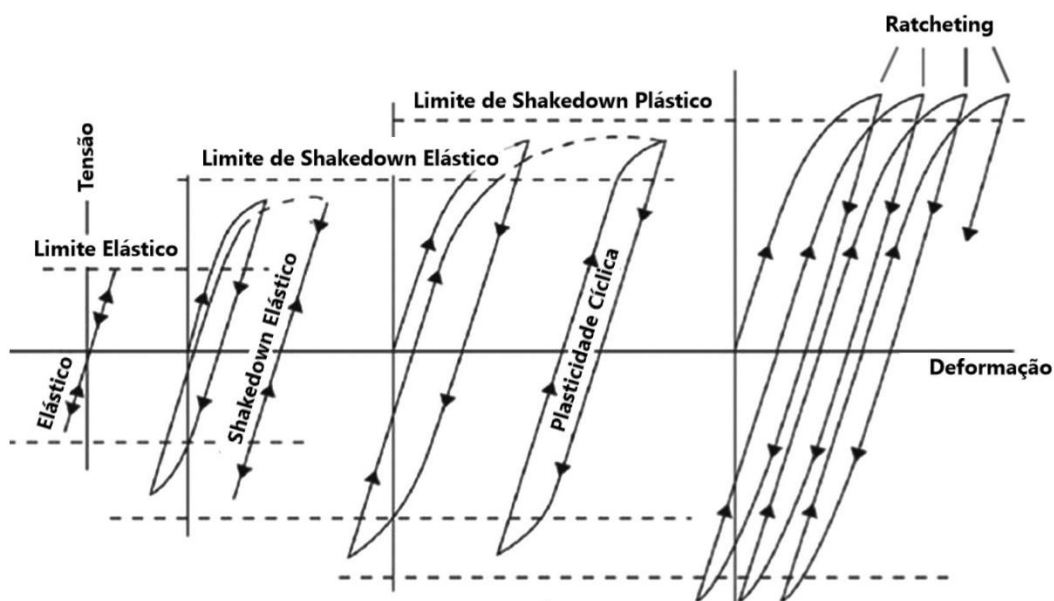
**Figura 3.8** Representação do encruamento cinemático (SANTOS, 2008)

No critério cinemático, a função de escoamento é modificada para

$$\Phi(s, \sigma_y) = \sqrt{3J_2(s - \beta)} - \sigma_y \quad \text{eq. 3.32}$$

### 3.6 *Shakedown* Elástico.

A deformação de um material solicitado ciclicamente pode ocorrer de diversas formas dependendo da intensidade das tensões. A Figura 3.9 mostra as formas com que um material se deforma devido a esse tipo de solicitação.



**Figura 3.9** Esquemático *Shakedown*

Caso a sollicitação mecânica não seja o suficiente para que o material ultrapasse o limite de escoamento, há apenas deformações elásticas, ou seja, não há deformações permanentes. Se um corpo é deformado apenas elasticamente devido a uma sollicitação, quando essa sollicitação deixa de agir o corpo volta à sua forma original.

No segundo caso ocorre o *shakedown* elástico. Esse fenômeno ocorre quando as tensões ultrapassam o limite de escoamento, o que causa deformações plásticas. Após um número de ciclos o material volta a se comportar de forma elástica. O material fica com deformações plásticas residuais, mas não volta a deformar plasticamente.

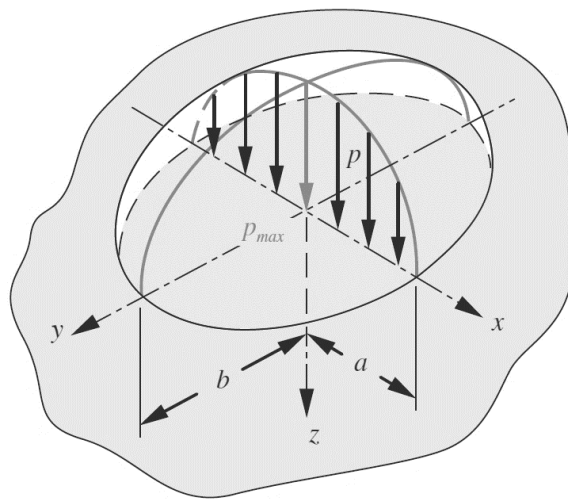
No terceiro caso, *shakedown* plástico, também ocorre uma estabilização da deformação plástica. Entretanto, o comportamento do material, devido a sollicitação cíclica, tem forma histerética. No último caso, *ratcheting*, não há estabilização da deformação plástica. Há um acúmulo cíclico de deformações plásticas até a falha do material.

### 3.7 Teoria de Hertz



Um dos primeiros estudos sobre contato mecânico entre dois corpos foi feito por Hertz (1896). Neste estudo, uma teoria analítica que descreve a pressão de contato entre corpos foi desenvolvida. A teoria de Hertz assume que não há atrito entre os corpos, que os corpos se comportam elasticamente, que os raios que definem as superfícies de contato sejam constantes e que os corpos sejam bem maiores que a área de contato.

A distribuição de pressão de Hertz para dois corpos cilíndricos tem formato de uma elipse. No centro da elipse a pressão é máxima com valor igual a  $p_{max}$ . A geometria da elipse é definida pelos semieixos  $a$  e  $b$ . A Figura 3.10 ilustra a geometria e a distribuição de pressão.

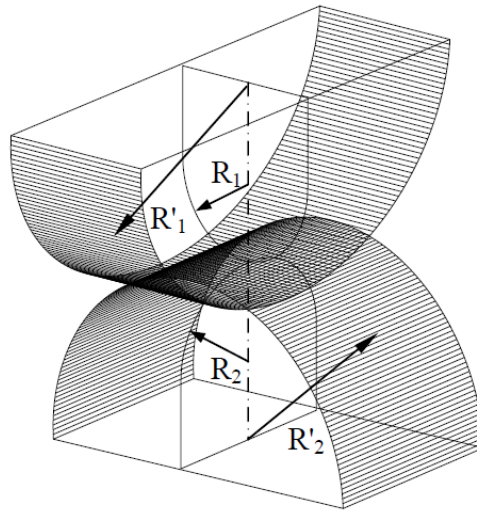


**Figura 3.10** Representação da geometria e da distribuição de pressão de Hertz (NORTON, 2013)

A distribuição de pressão de Hertz é dada pela eq. 3.33. O centro da elipse coincide com a origem do eixo de coordenadas .

$$p = p_{max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad \text{eq. 3.33}$$

Para calcular os valores dos semieixos e da pressão máxima, são necessários os raios que definem as superfícies de contato (Figura 3.10), dos valores do módulo de elasticidade ( $E$ ) e de coeficiente de Poisson ( $\nu$ ) de ambos os corpos e da força  $F$  aplicada no contato.



**Figura 3.11** Raios de curvatura dos corpos em contato

Primeiramente, são definidas as constantes de material ( $m$ ) de ambos os corpos (eq. 3.34 e eq. 3.35).

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \quad \text{eq. 3.34}$$

$$m_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad \text{eq. 3.35}$$

Em seguida, constantes geométricas A e B são calculadas pela eq. 3.36 e eq. 3.37 utilizando os valores de curvatura e o valor do ângulo  $\theta_h$  entre os planos que contém raios de cada corpo. Essas constantes serão utilizadas para o cálculo das dimensões da elipse. Define-se o ângulo  $\phi_h$  por uma relação entre as constantes geométricas (eq. 3.38).

$$A = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2} \right) \quad \text{eq. 3.36}$$

$$B = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right)^2 + \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right)^2 + 2 \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \cos 2\theta_h \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{eq. 3.37}$$

$$\phi_h = \cos^{-1} \left( \frac{B}{A} \right) \quad \text{eq. 3.38}$$

A partir do ângulo  $\phi_h$  são definidas duas funções transcendentais  $k_a$  e  $k_b$  pela eq. 3.39 e pela eq. 3.40.

$$k_a = 50,192\phi_h^{-0,86215} \quad \text{eq. 3.39}$$

$$k_b = 0,0045333 + 0,043581\phi_h - 0,0017292\phi_h^2 + 3,7374 \cdot 10^{-5}\phi_h^3 - 3,7418 \cdot 10^{-7}\phi_h^4 + 1,4207 \cdot 10^{-9}\phi_h^5 \quad \text{eq. 3.40}$$

Os semieixos da elipse de contato podem ser calculados pela eq. 3.41 e eq. 3.42, e a pressão máxima pela eq. 3.43.

$$a = k_a \sqrt[3]{\frac{3F(m_1 + m_2)}{4A}} \quad \text{eq. 3.41}$$

$$b = k_b \sqrt[3]{\frac{3F(m_1 + m_2)}{4A}} \quad \text{eq. 3.42}$$

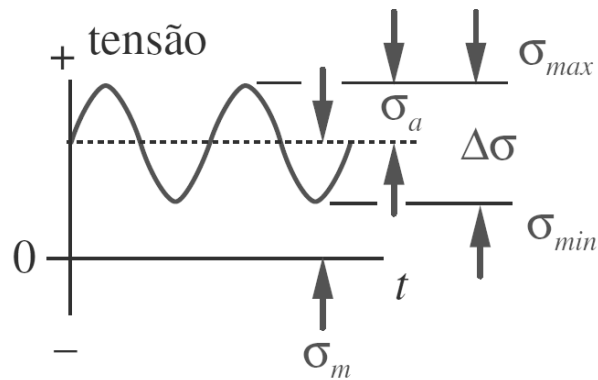
$$p_{max} = \frac{3}{2} \frac{F}{\pi ab} \quad \text{eq. 3.43}$$

## 3.8 Fadiga

Solicitações dinâmicas em corpos podem causar falha por fadiga mesmo com valores de tensão menores que o limite de escoamento do material. Cargas cíclicas causam nucleação e propagação de trincas. Falhas por fadiga ocorrem quando trincas presentes no material se propagam até que haja ruptura.

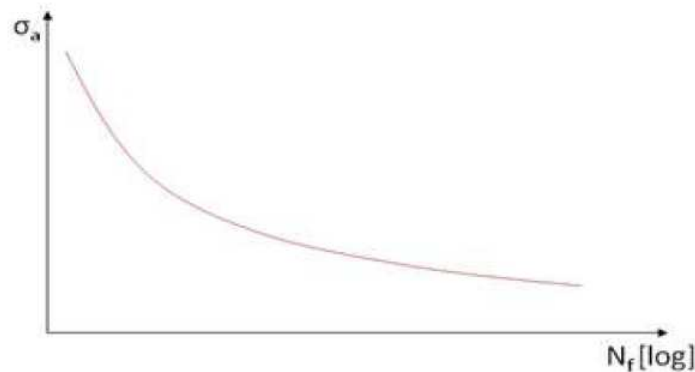
### 3.8.1 Fadiga Uniaxial

Uma tensão uniaxial cíclica pode ser dividida em dois termos, a tensão média ( $\sigma_m$ ) e a tensão alternada ( $\sigma_a$ ) como mostra a Figura 3.12.



**Figura 3.12** Definição da tensão média  $\sigma_m$  e tensão alternada  $\sigma_a$  para uma carga cíclica uniaxial (NORTON, 2013)

É possível relacionar experimentalmente o número de ciclos até a falha por fadiga de um material com a tensão alternada agindo sobre ele. Isto permite construir uma curva que relaciona esses parâmetros. Esta curva é conhecida como diagrama S-N ou diagrama de Wohler. Um diagrama S-N típico é mostrado na Figura 3.13.



**Figura 3.13** Gráfico S-N típico(FUMES, 2014)

Basquin (1910) mostrou que essa curva experimental pode ser representada pela eq. 4.10. O parâmetro  $\tau'_f$  é o coeficiente de resistência à fadiga em cisalhamento e  $b'$  é o expoente de resistência à fadiga. Esses parâmetros são definidos para cada material.

$$\sigma_a = \tau'_f (N)^{b'} \quad \text{eq. 3.44}$$

### 3.8.2 Fadiga Multiaxial

Para fadiga multiaxial, a relação entre tensões e número de ciclos até a falha é menos direta. Muitos critérios foram desenvolvidos para esse problema. Um dos critérios mais utilizados para estudos de RCF em rodas ferroviárias é o critério de Dang Van que será descrito a seguir.

### 3.8.3 Critério de Dang Van

Dang Van (1989) propôs um novo critério para iniciação de trincas em corpos sob carregamentos multiaxiais. Este critério é baseado em planos críticos e assume que o material esteja em regime elástico ou que o *shakedown* elástico tenha ocorrido. Critérios baseados em plano crítico transformam o problema de um estado de tensões tridimensional para um problema de tensões cíclicas agindo em um plano. O plano que possui tensões mais severas é denominado plano crítico.

O critério de Dang Van propõe que o corpo esteja seguro quanto à falha (iniciação de trinca) se as inequações eq. 3.45 e eq. 3.46 forem satisfeitas. Nessas,  $\tau_a$  é a amplitude de tensão de cisalhamento no plano crítico,  $\sigma_h$  é a tensão hidrostática e  $\tau_e$  é o limite de resistência à fadiga no cisalhamento puro.

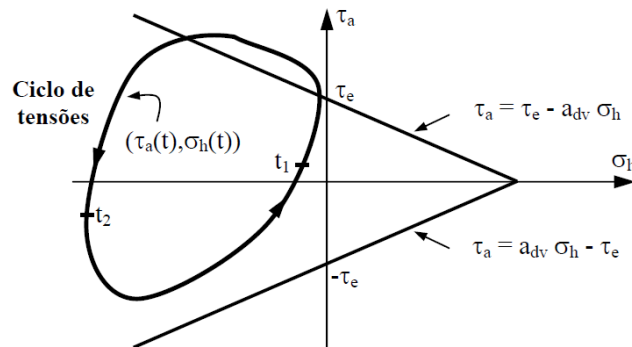
$$\tau_a(t) + a_{dv}\sigma_h < \tau_e \quad \text{eq. 3.45}$$

$$\tau_a(t) - a_{dv}\sigma_h < -\tau_e \quad \text{eq. 3.46}$$

O parâmetro  $a_{dv}$  representa a influência da tensão hidrostática na fadiga. Ele é calculado a partir da eq. 4.10, onde  $S_e$  é o limite de resistência à fadiga na flexão do material.

$$a_{dv} = \frac{3}{2} \frac{2\tau_e - S_e}{S_e} \quad \text{eq. 3.47}$$

O critério de Dang Van pode ser representado graficamente pela Figura 3.14. Caso o ciclo de tensões esteja à esquerda em relação às retas que definem a região segura, não há falha.

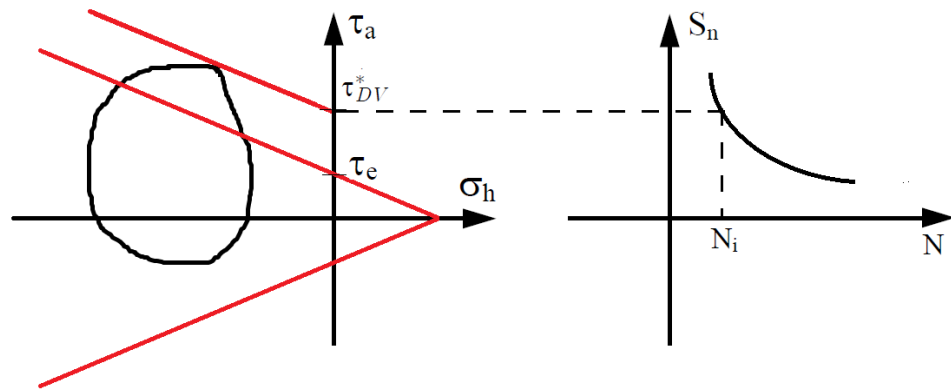


**Figura 3.14** Representação gráfica do critério de Dang Van (SANTOS, 2008)

### 3.8.4 Critério de Dang Van modificado

Em algumas situações de rolamento o ciclo de tensões da Figura 3.14 está na região segura. Entretanto Morrison & Cram em Norton (2013) mostraram que não há propriedade de vida infinita para fadiga de contato. Uma modificação do critério de Dang Van foi feita por Santos (2008) para calcular o número de ciclos até a falha, mesmo quando o ciclo de tensões está na região segura.

Uma reta tangente e paralela à reta que define o critério é traçada. O ponto em que essa reta cruza o eixo vertical define o valor da tensão equivalente de Dang Van máxima ( $\tau_{dv}^*$ ). Aplicando essa tensão no diagrama de Wohler do material, obtém-se o número de ciclos equivalente a tal valor de tensão. O critério de Dang Van modificado é representado graficamente na Figura 3.15.

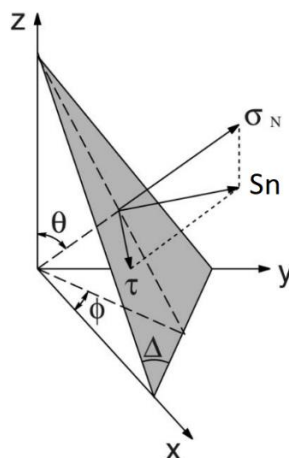


**Figura 3.15** Representação gráfica do critério de Dang Van modificado

### 3.8.5 Circunferência circunscrita

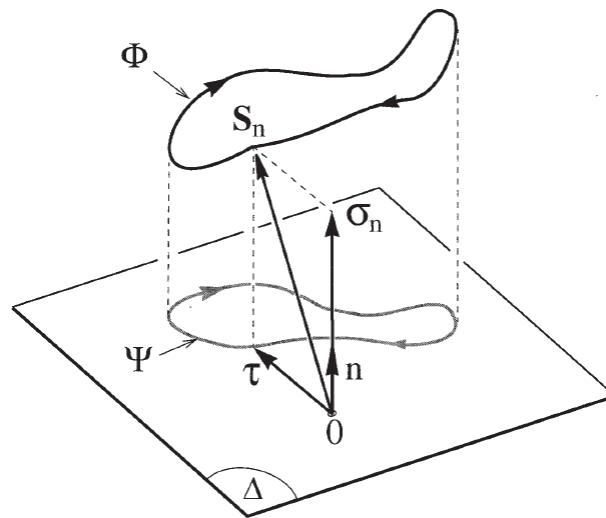
Para problemas de fadiga baseados em planos críticos, é necessária uma definição precisa para os valores de tensão cisalhante média  $\tau_m$  e de amplitude de tensão cisalhante  $\tau_a$ .

Seja um plano D do material (Figura 3.16). Em um determinado instante o vetor  $S_n$ , que é a tensão agindo nesse plano, tem como tensão normal  $\sigma_n$  a projeção desse vetor à uma linha perpendicular ao plano e tensão cisalhante  $\tau$  a projeção desse vetor em um plano.

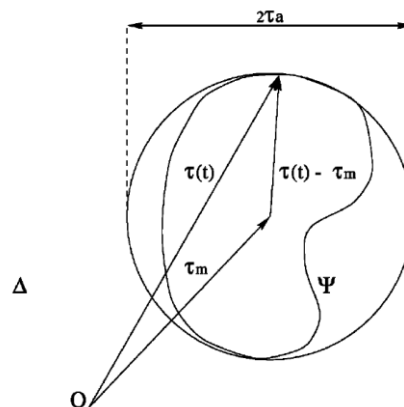


**Figura 3.16** Tensão normal e cisalhante em um instante em um determinado plano  $\Delta$  (BERNASCONI, 2002)

Em um ciclo periódico de carregamento, a ponta do vetor, que define a tensão cisalhante no plano  $\Delta$ , define uma curva  $\Psi$  neste plano (Figura 3.17). Conhecendo essa curva no plano, a menor circunferência que a circunscreva define os valores de tensão. A distância entre o centro da circunferência é a tensão cisalhante média no plano e o raio da circunferência é a amplitude de tensão de cisalhamento no plano, como é mostrado na Figura 3.18.



**Figura 3.17** Curva  $\Psi$  no plano  $\Delta$  (PAPADOPOULOS, 1998)



**Figura 3.18** Menor circunferência que circunscreve a curva  $\Psi$  no plano  $\Delta$  e define  $\tau_m$  e  $\tau_a$  (BERNASCONI, 2002)

### 3.9 Análise Térmica



A primeira lei da termodinâmica para um volume de controle é mostrada pela eq. 3.48.

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} + L^T q = 0 \quad \text{eq. 3.48}$$

Nessa equação,  $\rho$  é a densidade do material,  $C$  é o calor específico,  $T$  a temperatura e  $L$  é o operador vetorial:

$$L = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{Bmatrix} \quad \text{eq. 3.49}$$

O vetor de fluxo de calor  $q$  é definido por:

$$q = -KLT \quad \text{eq. 3.50}$$

onde  $K$  é definido como a matriz de condutividade.

As condições de contorno de uma superfície são a temperatura de um fluido adjacente, o fluxo de calor agindo na superfície e a convecção na superfície. A convecção é dada pela eq. 3.51. Na equação,  $n$  é o vetor normal à superfície,  $h$  é o coeficiente de convecção,  $T_s$  é a temperatura da superfície e  $T_{ar}$  a temperatura do ar.

$$q^T n = h(T_s - T_{ar}) \quad \text{eq. 3.51}$$

O material deforma-se devido à variação de sua temperatura. A deformação térmica segue a eq. 3.52 em que  $\epsilon_{th}$  é a deformação térmica,  $\alpha$  é o coeficiente de deformação térmica,  $T$  é a temperatura do material e  $T_{ref}$  a temperatura de referência.

$$\epsilon_{th} = \alpha(T)(T - T_{ref}) \quad \text{eq. 3.52}$$

### 3.10 Roda Ferroviária

Esta seção apresenta as informações necessárias para a realização deste trabalho sobre o objeto de estudo, que é a roda ferroviária. São descritos os processos de fabricação da roda, sua classificação e tipo de utilização

#### 3.10.1 Classificação e Composição Química

A norma AAR M-107 divide as rodas ferroviárias em classes e indica o tipo de aplicação mais adequado para cada. As classes B, C e D são as indicadas para uso em vagões de carga e locomotivas. Já as classes L, A e B são indicadas para vagões de passageiros

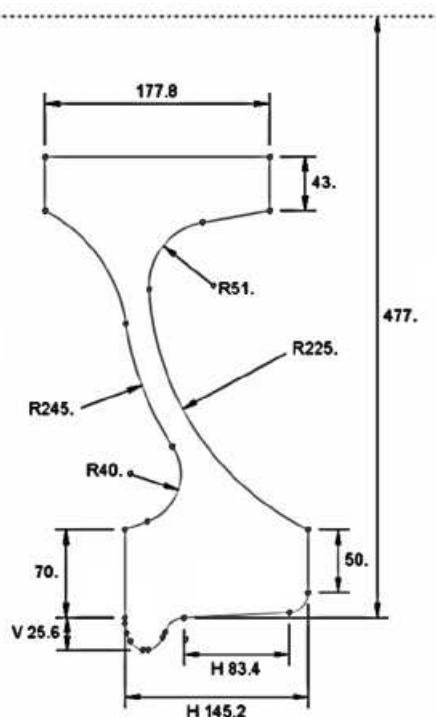
As classes da roda são definidas pela sua dureza e pela composição química de cada uma. A tabela mostra a composição de cada classe. A dureza em questão é medida na superfície do aro externo, à 25 mm da pista de rolamento.

**Tabela 3.1** Composição química das classes de rodas ferroviárias segundo AAR

Elementos Químicos	Classe L	Classe A	Classe B	Classe C	Classe D
Carbono	< 0,47%	0,47-0,57%	0,57-0,67%	0,67-0,77%	0,67-0,77%
Manganês	0,6-0,9%	0,6-0,9%	0,6-0,9%	0,6-0,9%	0,6-0,9%
Fósforo	< 0,03%	< 0,03%	< 0,03%	< 0,03%	< 0,03%
Enxofre	0,005-0,04%	0,005-0,04%	0,005-0,04%	0,005-0,04%	0,005-0,04%
Silício	0,15-1%	0,15-1%	0,15-1%	0,15-1%	0,15-1%
Dureza (BHN)	197-277	255-321	302-341	321-363	341-415

### 3.10.2 Dimensões da roda ferroviária

A roda utilizada neste trabalho é do tipo D-38 (Diâmetro de 965mm) de perfil parabólico de classe C. Suas dimensões são definidas pela AAR. As dimensões e medidas da roda são apresentados na Figura 3.19



**Figura 3.19** Medidas em mm da seção transversal da roda ferroviária D-38 (LIMA, 2018)

### 3.10.3 Fabricação da roda ferroviária

A roda pode ser fabricada por um processo de fundição ou de forjamento. Em ambos os casos a roda é tratada termicamente para adquirir tensões residuais compressivas no aro.

Na fabricação por fundição, o aço de forma líquida é vazado sob pressão em moldes de areia ou grafite que possuem o formato da roda finalizada. No processo de fabricação por forjamento, são feitos cortes em lingotes, de forma a gerarem blocos proporcionais à massa da roda. Após esta etapa, os blocos são enfiados e

prensados em prensas, onde o formato da roda é definido. A descrição completa do processo de fabricação de rodas forjadas é mostrada por Minicucci (2003).

As rodas fabricadas por forjamento podem ser usadas em todo tipo de aplicação, mas as rodas fundidas não são recomendadas em utilização de carros de passageiros, pois tem maiores probabilidades de falhas metalúrgicas.

O processo de tratamento térmico é exatamente o mesmo para os dois tipos de fabricação.

#### **3.10.4 Tratamento Térmico de Fabricação**

Após a fabricação da roda, seja ela por fundição ou por forjamento, a norma AAR define que ela deve ser tratada termicamente. A primeira etapa do processo é o aquecimento da roda para uma temperatura de 860°C.

Com a roda toda aquecida, inicia-se o processo de têmpera no qual a roda é resfriada rapidamente na região do aro com jatos de água aplicados sob a pista de rolamento, como mostra a Figura 3.20. Este processo dura poucos minutos e deixa a roda com uma temperatura muito menor em seu aro do que em seu centro, que possui praticamente a mesma temperatura do início do processo.

A seguir, a roda é colocada em um forno à temperatura de 500°C para o alívio de tensões, onde permanece por algumas horas. Por fim, é resfriada lentamente ao ar.



**Figura 3.20** Têmpera em uma roda ferroviária. (MINICUCCI, 2003)

O processo completo tem duas funções principais: gera o aumento da dureza no aro e cria tensões residuais compressivas na região, devido às deformações plásticas permanentes. Estas tensões dificultam a propagação de trincas devido ao rolamento da roda sobre o trilho. A maior dureza atua no mesmo sentido, uma vez que aumenta a resistência das rodas.

### **3.11 Considerações finais sobre os conceitos fundamentais**

Foi apresentado neste capítulo os conceitos fundamentais para a realização deste trabalho e algumas informações importantes sobre a roda ferroviária. O método dos elementos finitos foi empregado neste trabalho utilizando o software de simulação ANSYS®.(v18.0). Para calcular as temperaturas e tensões devido ao tratamento térmico e devido à frenagem, a formulação descrita na subseção de análise térmica é utilizada. Nas análises estruturais em elementos finitos, o critério de encruamento cinemático é utilizado pelo software de simulação.

O critério de Dang Van modificado, descrito neste capítulo, é utilizado para calcular a vida em serviço de rodas ferroviárias.

## 4 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo apresenta a metodologia utilizada para simular o comportamento da roda sob rolamento e, conseqüentemente, sua vida em fadiga. Para o cálculo das tensões e deformações devidas ao rolamento foi utilizado o método dos elementos finitos. O software ANSYS® (v.18.0) foi usado para as simulações. Para cálculo da vida em fadiga foi implementado o critério de fadiga multiaxial de Dang Van, em um código no MATLAB®.

Em consonância com o objetivo do trabalho, busca-se avaliar o efeito das tensões encontradas em situações de operação no número de ciclos até a falha. Para isto, foram simuladas diversas situações com diferentes níveis de tensões. A questão é saber quais dessas situações de operação têm efeito na vida e como a influenciam.

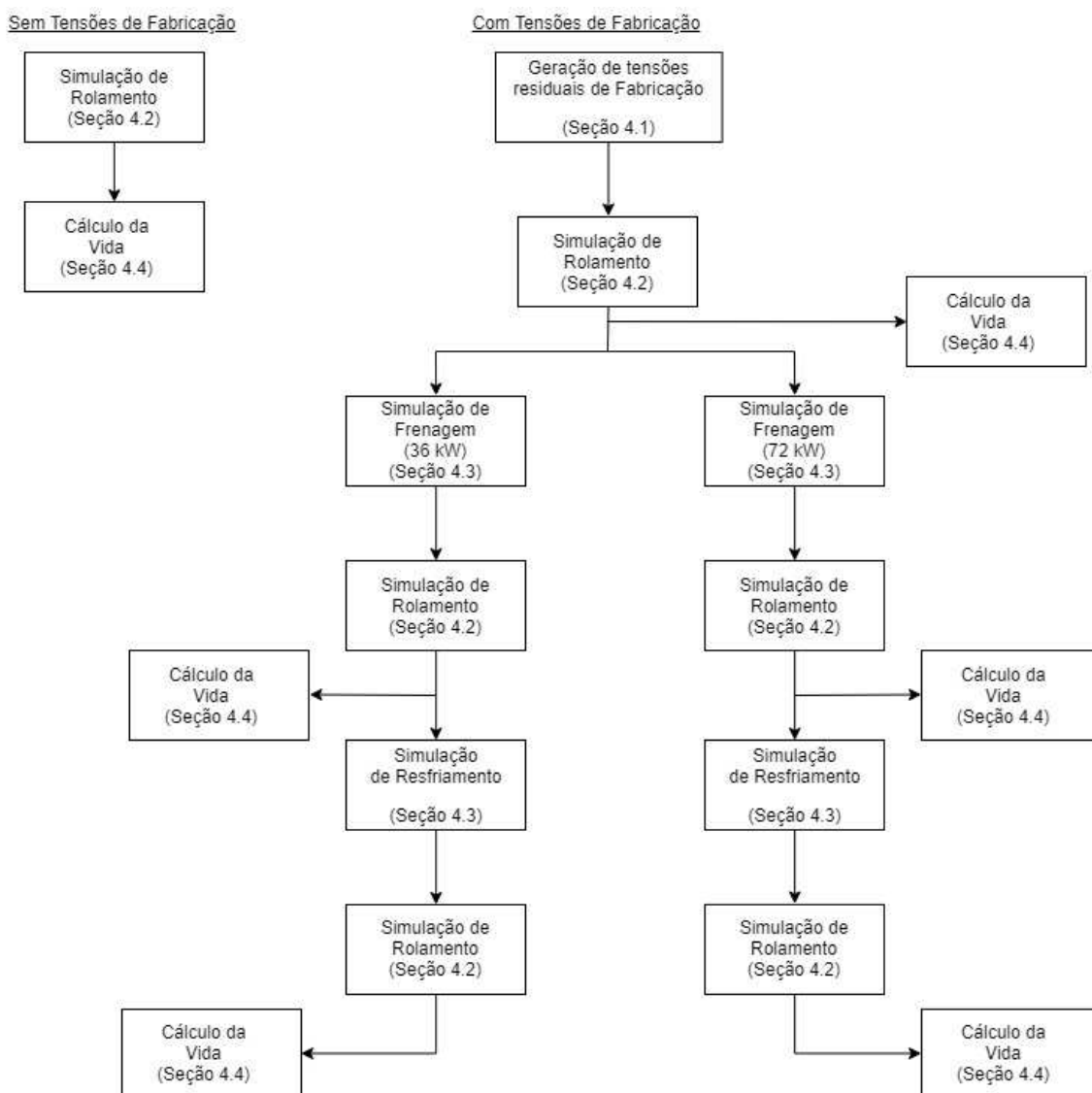
No primeiro modelo, foi feita uma simulação do rolamento de uma roda livre de tensões residuais de fabricação. Esta situação não condiz com nenhum caso real, pois é obrigatório que as rodas novas passem por um tratamento térmico que gera tensões residuais compressivas no aro. Entretanto, os resultados neste caso são usados para comparar com casos mais realísticos.

Em um segundo modelo, foi simulado previamente o processo de tratamento térmico de fabricação que gera tensões residuais. Após isto, foi simulado o rolamento na roda já com tensões residuais.

Por fim, foram criados dois modelos que incluem o efeito da frenagem na roda. Nestes modelos, a sequência de simulação segue: simulação do processo de tratamento térmico, simulação do rolamento até o *shakedown* elástico, simulação do aquecimento da roda devido à frenagem, simulação do rolamento com a roda quente até o *shakedown* elástico, resfriamento da roda e uma última simulação do rolamento até o *shakedown* elástico, desta vez à frio. O objetivo nessa etapa foi verificar se há um efeito significativo da frenagem sobre a vida, tanto quando ela ocorre como após esta ter ocorrido e a roda ter resfriado. Em ferrovias com grandes percursos em rampas, os freios estão sempre acionados nas descidas. Mesmo com pequenas rampas, se parte importante do percurso é feito freando, a vida pode ser influenciada significativamente.

Um resumo da metodologia é apresentado na figura 4.1. Esta figura mostra um fluxograma das etapas realizadas para ser possível comparar o efeito da frenagem na

vida em serviço de rodas. Cada etapa mostrada no fluxo será explicada separadamente e em mais detalhe nas seções a seguir. Para facilitar o entendimento, as seções em que são explicadas cada etapa são indicadas na figura.

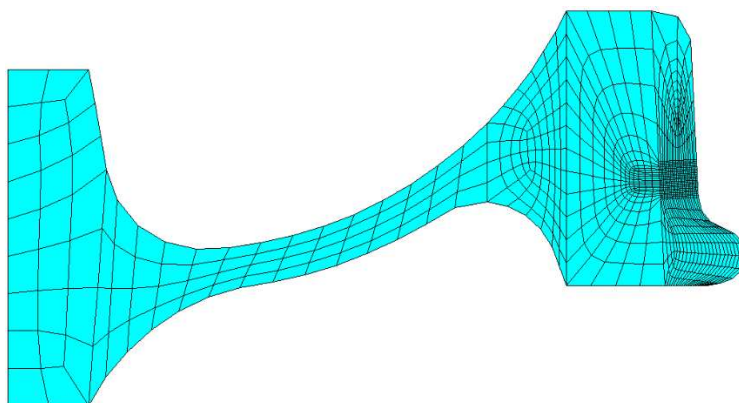


**4.1** Fluxograma que resume a metodologia adotada e indica cada etapa realizada no trabalho

#### **4.1 Modelagem do tratamento térmico de fabricação**

O tratamento térmico de fabricação é responsável pela criação de tensões residuais circunferenciais no aro da roda. Para calcular as tensões, as temperaturas e sua variação com o tempo são necessárias.

O método dos elementos finitos é usado para calcular a distribuição de temperaturas durante o processo. Primeiramente é criada uma malha bidimensional da seção transversal da roda (Figura 4.2). O problema de tratamento térmico tem simetria axial, logo um modelo axissimétrico é usado.



**Figura 4.2** Malha bidimensional utilizada na simulação do tratamento térmico

A malha da Figura 4.2 é a mesma malha de uma seção transversal da malha tridimensional para rolamento. Isto é feito para que não seja necessário interpolar os valores quando estes forem importados no modelo de rolamento. O tipo de elemento usado foi o plane55, que está presente na biblioteca de elementos do ANSYS®.(v18.0). Este é um elemento quadrilátero, seu único grau de liberdade é a temperatura e permite uma análise axissimétrica.

As propriedades do material usadas nesta simulação são definidas pela AAR. A densidade do material ( $\rho$ ), a condutividade térmica ( $k$ ) e o calor específico ( $C$ ) são mostrados na Tabela 4.1. Estas propriedades variam com a temperatura ( $T$ ).

**Tabela 4.1** Propriedades térmicas recomendadas pela AAR para simulação do tratamento térmico

Propriedades Térmicas
$\rho = 7833,41 \left[ \frac{Kg}{m^3} \right]$
$k = -1,868.10^{-5}T + 4.826.10^{-2} \left[ \frac{W}{mm^{\circ}C} \right]$
$C = 0,3915T + 433.635 \left[ \frac{J}{Kg^{\circ}C} \right]$



São aplicados três passos de carga para a simulação. Estes passos correspondem à têmpera, ao revenimento e ao resfriamento da roda após o revenimento. Os tempos para cada passo podem variar de acordo com a empresa fabricante ou com o tipo de roda. Em Santos (2008) foi descrito o procedimento realizado pela fabricante de rodas MWL. Para ajustar os dados com os medidos no processo, Santos (2008) estimou a potência negativa de calor saindo da roda pela superfície de rolamento devido ao processo de têmpera. Os tempos de simulação usados são mostrados na Tabela 4.2.

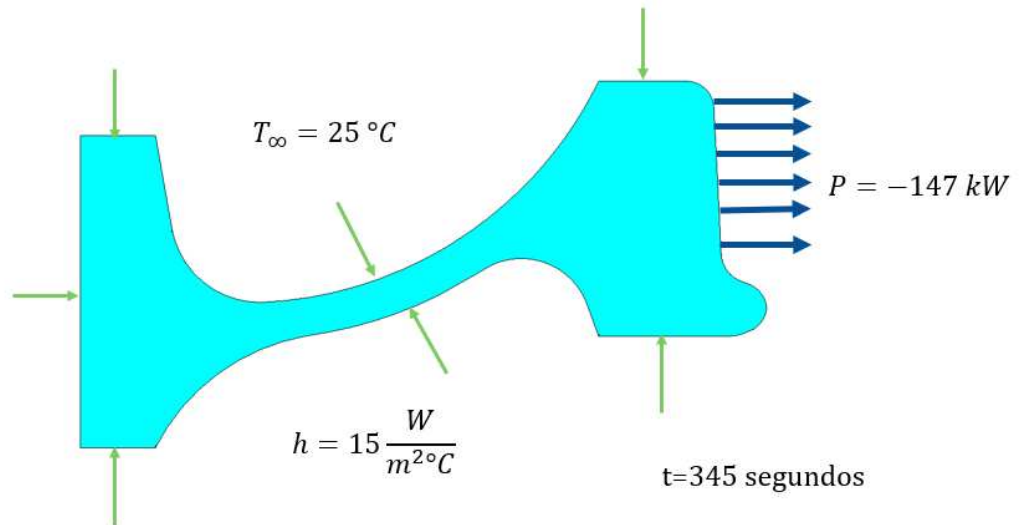
**Tabela 4.2** Tempos de simulação para cada etapa de tratamento térmico

Etapa de Tratamento Térmico	Tempos de simulação (s)
Têmpera	345
Revenimento	13320
Resfriamento	50000

Durante todo o processo de tratamento térmico há convecção da roda com o ambiente externo. A norma AAR sugere os seguintes valores de convecção

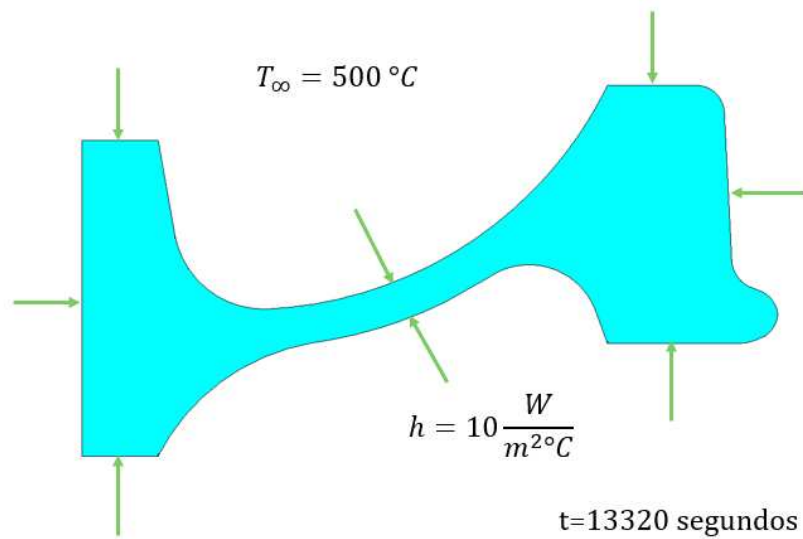
- $h=15 \text{ W}/(\text{mm}^\circ\text{C})$  na têmpera;
- $h=10 \text{ W}/(\text{mm}^\circ\text{C})$  no revenimento e resfriamento

O processo de têmpera é feito com jatos de água aplicados na superfície da pista de rolamento de uma roda com temperatura homogênea de  $860^\circ\text{C}$ . O resfriamento na têmpera é feito no modelo a partir de uma potência negativa de  $-147\text{kW}$ . Toda a roda está em convecção com o ambiente, com coeficiente convectivo de  $15 \text{ W}/(\text{mm}^\circ\text{C})$ . O esquema de aplicação das cargas é ilustrado na Figura 4.3

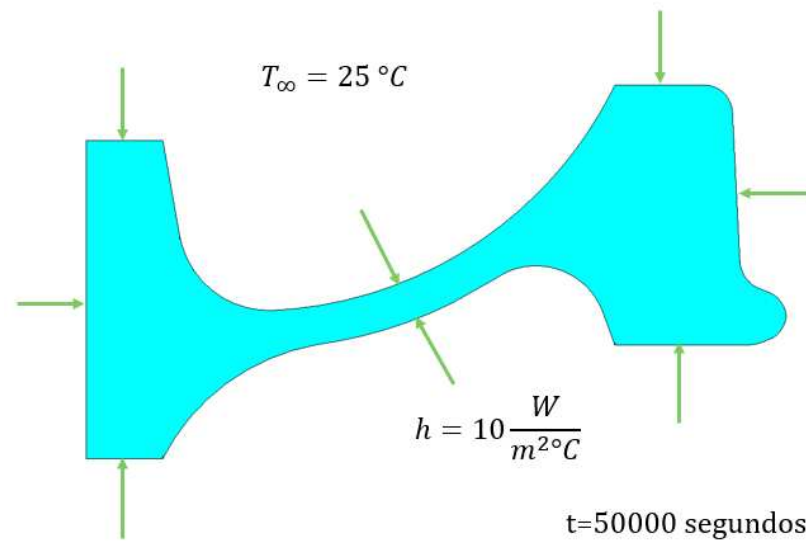


**Figura 4.3** Esquema da aplicação de cargas na etapa de têmpera

Nas etapas de revenimento e resfriamento, a única condição de contorno presente é a convecção com o ambiente. As Figuras 5.3 e 5.4 ilustram as condições de contorno na roda para as duas etapas.

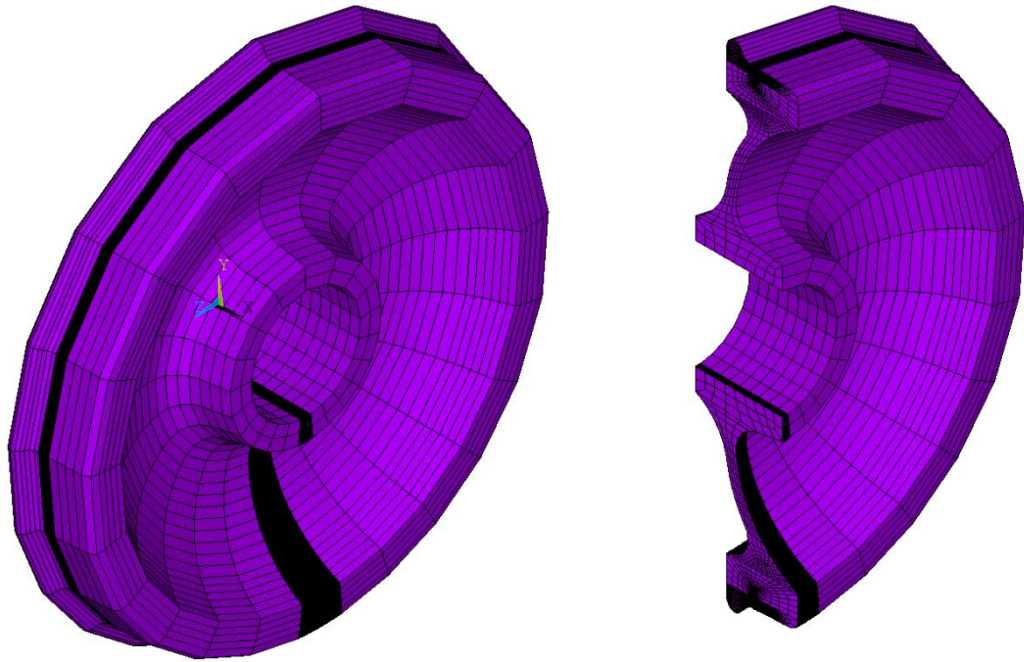


**Figura 4.4** Esquema da aplicação de cargas na etapa de revenimento



**Figura 4.5** Esquema da aplicação de cargas na etapa de resfriamento

O histórico de distribuição de temperaturas é salvo e usado como entrada em um modelo estrutural da roda para cálculo de tensões e deformações. O modelo estrutural é o mesmo modelo tridimensional usado para a simulação de contato. A malha utilizada é mostrada na Figura 4.6. A malha é mais refinada na região onde será simulado o contato. A seção transversal da malha coincide com a malha bidimensional da Figura 4.2 para que a importação de temperatura seja direta, sem necessidade de interpolação.

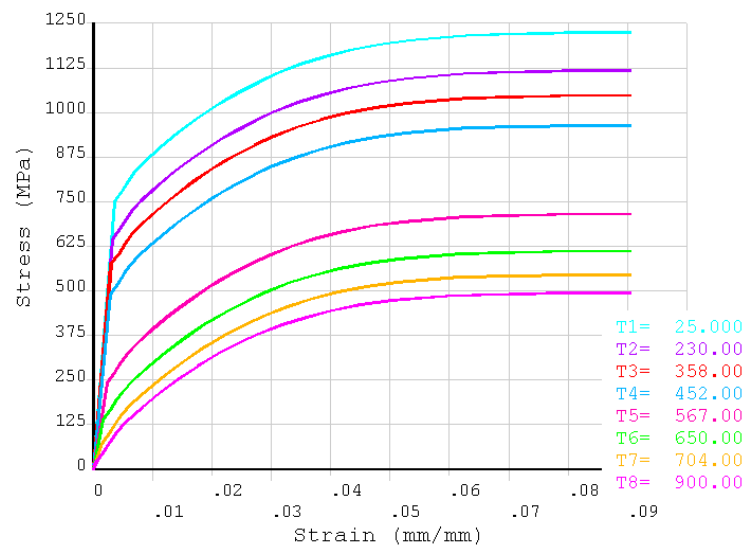


**Figura 4.6** Malha tridimensional da roda e seção transversal da malha

Nesta próxima etapa calcula-se a deformação na roda devido à variação de temperatura. As propriedades mecânicas devem ser definidas. A norma AAR sugere o coeficiente de expansão térmica ( $\alpha$ ) da eq. 4.10.

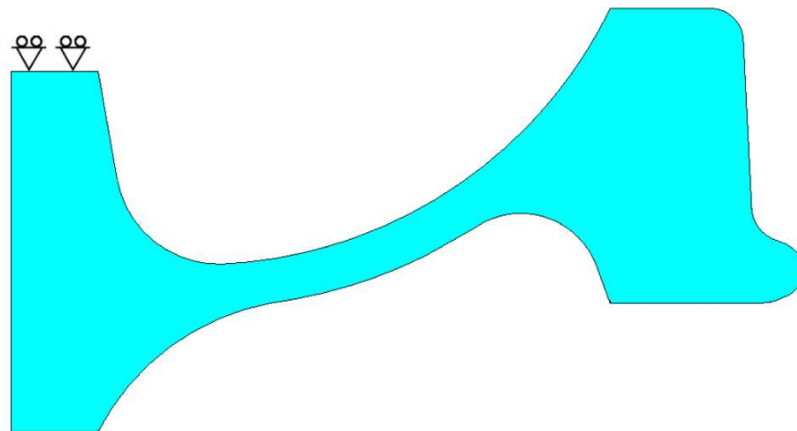
$$\alpha = 6,448.10^{-9}T + 1,065.10^{-5}[^{\circ}C^{-1}] \quad \text{eq. 4.1}$$

As propriedades de elasticidade e plasticidade do material são sensíveis à temperatura. Santos (2008) estimou as curvas de tensão-deformação para diversas temperaturas para o material da roda ferroviária classe C. As curvas são apresentadas na Figura 4.7.



**Figura 4.7** Curvas tensão-deformação para diversas temperaturas

No processo térmico, a roda é apoiada em uma superfície no lado externo do seu cubo. Esta condição de contorno é aplicada para o modelo estrutural, conforme mostra a Figura 4.8.

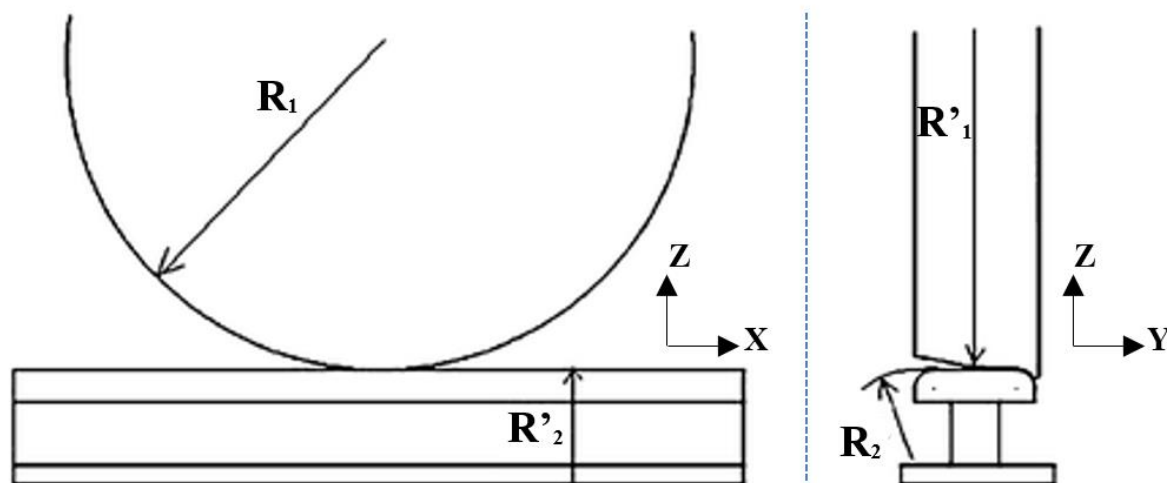


**Figura 4.8** Restrição de movimento do modelo estrutural de tratamento térmico

## 4.2 Modelagem do rolamento

O rolamento da roda sobre o trilho foi simulado a partir da distribuição de pressão calculada a partir da teoria de contato de hertz. A elipse de contato de Hertz é transladada sob a superfície da pista de rolamento da roda.

Para cálculo da área de contato e distribuição da teoria de hertz, são necessárias as propriedades de elasticidade do material dos dois corpos. No caso roda e trilho, o material é muito parecido, então são usadas as mesmas propriedades. Além disso a geometria do contato é necessária. A Figura 4.9 representa os raios de curvatura da roda e do trilho.



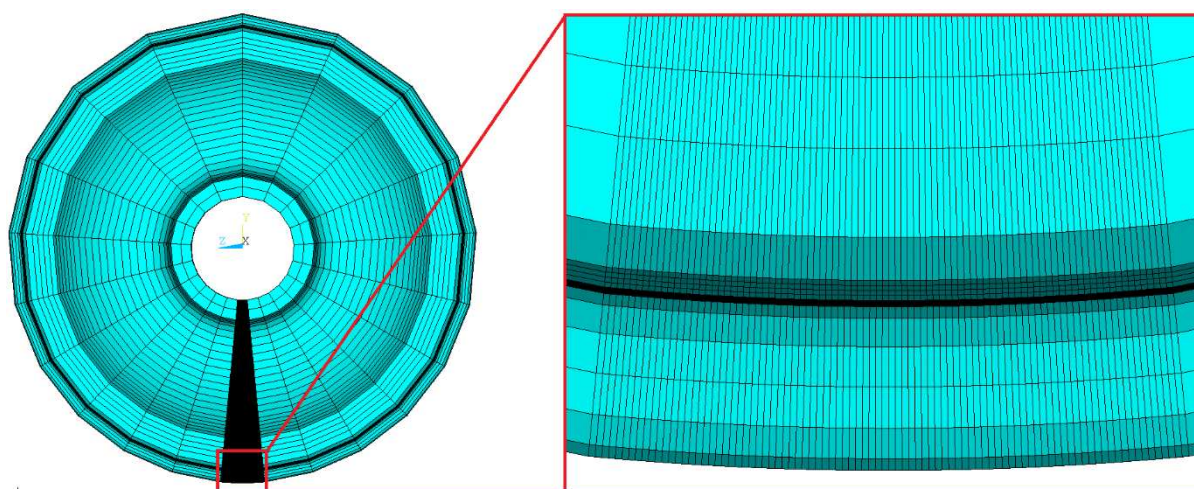
**Figura 4.9** Representação dos raios de curvatura da roda e trilho (LIMA, 2018)

A Tabela 5.3 resume as propriedades e geometria da roda e trilho. O procedimento de cálculo da área de contato e distribuição de pressão está descrito no capítulo 3. A força de contato entre os corpos usada foi de  $F=160$  kN o que equivale a uma carga de 32 toneladas por eixo.

**Tabela 4.3** Propriedades geométricas e do material para cálculo da distribuição de pressão de Hertz

Módulo de Elasticidade (E)	210 GPa
Coeficiente de Poisson ( $\nu$ )	0,3
$R_1$	475 mm
$R'_1$	$\infty$
$R_2$	254 mm
$R'_2$	$\infty$
$\theta_h$	$90^\circ$

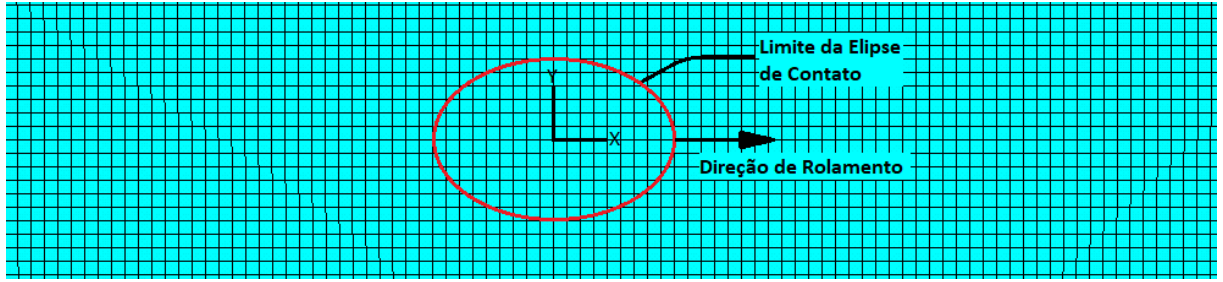
Para calcular o comportamento da roda sob rolamento, foi criada uma malha tridimensional da roda. Esta malha é a da Figura 4.6. O refino na região em que foi simulado o rolamento pode ser visto na Figura 4.10. Apenas uma região da roda é mais refinada, sendo essa a região em que é aplicado o rolamento. Não há necessidade de que toda a roda seja muito refinada porque o problema de contato é um problema local. O rolamento completo da roda não melhora a análise, mas aumenta muito o custo computacional.



**Figura 4.10** Malha tridimensional da roda para simulação de rolamento

O tipo de elemento usado nesta análise é o SOLID185, presente na biblioteca de elementos do ANSYS®.(v18.0). Este elemento é um elemento estrutural tridimensional hexaédrico que possui como graus de liberdade os deslocamentos em todas as direções.

Os elementos na região onde o contato ocorre tem dimensão de 1mm por 1mm. Para a aplicação da distribuição de pressão calculada foi criado um sistema de coordenadas. A distribuição de Hertz da eq. 3.33 foi aplicada na roda em relação a esse sistema de coordenadas. Para simular o rolamento o sistema de coordenadas e, consequentemente, a elipse de contato foram transladados na direção de rolamento.



**Figura 4.11** Esquema da aplicação da elipse de contato na pista de rolamento da roda

Para aplicar a distribuição de pressão, foram aplicadas forças  $F_n$  nos nós que estejam dentro da elipse calculada, ou seja, os nós em que a eq. 4.10 é válida.

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} \leq 1 \quad \text{eq. 4.2}$$

A pressão  $p_n$  em cada nó dentro da elipse de contato foi calculada a partir da distância do nó do centro da elipse a partir da eq. 3.33. A força  $F_n$  aplicada em cada nó foi obtida na eq. 4.10 onde  $A_{el}$  é a área da superfície do elemento em que a força é aplicada.

$$F_n = p_n A_{el} \quad \text{eq. 4.3}$$

Para reproduzir a rolagem foram feitas diversas simulações estáticas em sequência. Em cada uma delas o centro do eixo de coordenadas foi translado. Para que a simulação fosse a mais próxima do real, a distância de deslocamento de eixo de coordenadas entre passos de carga deve ser a menor possível. A distância utilizada neste trabalho foi a mesma da dimensão de um elemento que é de 1mm.

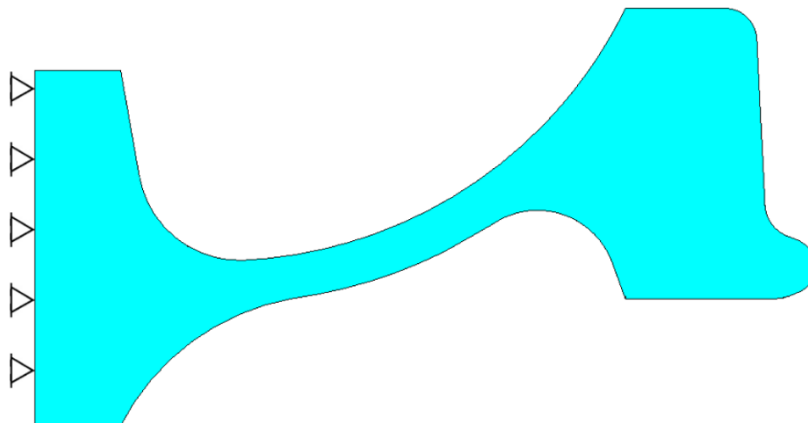
Como já mencionado, o rolamento não foi feito na roda toda e sim em apenas uma parte da roda. Um ciclo de rolamento foi considerado quando a elipse translada 60mm. Um segundo ciclo foi feito na mesma região e na mesma direção que o primeiro. O mesmo processo foi repetido para todos os ciclos simulados.

É utilizado um critério de encruamento cinemático multilinear. Para isso, as curvas tensão-deformação da roda foram as da Figura 4.7.

Além da aplicação de forças que simulam o contato foi aplicada uma restrição de movimento na região do cubo da roda em todas as direções como mostra o esquema da Figura 4.12. Com o rolamento, o movimento da roda muda a região desta que está



em contato. No modelo feito neste trabalho, a elipse se movimenta sobre a roda, portanto a roda deve estar parada.



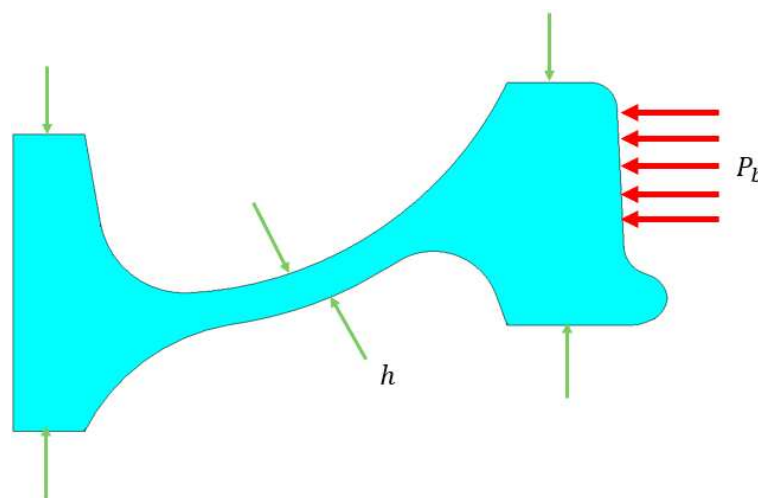
**Figura 4.12** Condição de contorno mecânica para a simulação de rolamento da roda

### 4.3 Modelagem da frenagem

Para frear um vagão, a sapata de freio é pressionada contra a pista de rolamento da roda. O atrito entre sapata e pista dissipa energia que é, em parte, absorvida na forma de calor pela roda e, conseqüentemente, a aquece.

Para calcular o aquecimento proveniente da frenagem, foi feita uma simulação em elementos finitos. A forma de calcular as temperaturas devido a frenagem é muito parecida com a forma de calcular as temperaturas devido ao tratamento térmico de fabricação. Por isto, foi usada a mesma malha para esse problema (Figura 4.2), e as mesmas propriedades do material.

O calor que a roda absorve devido ao freio foi modelado como uma potência positiva  $P_b$  entrando na roda na pista de rolamento, que é onde o freio é aplicado. Além disso, a roda no processo de frenagem está em convecção com o ar. O esquema que apresenta as condições de contorno do modelo está apresentado na Figura 4.13.

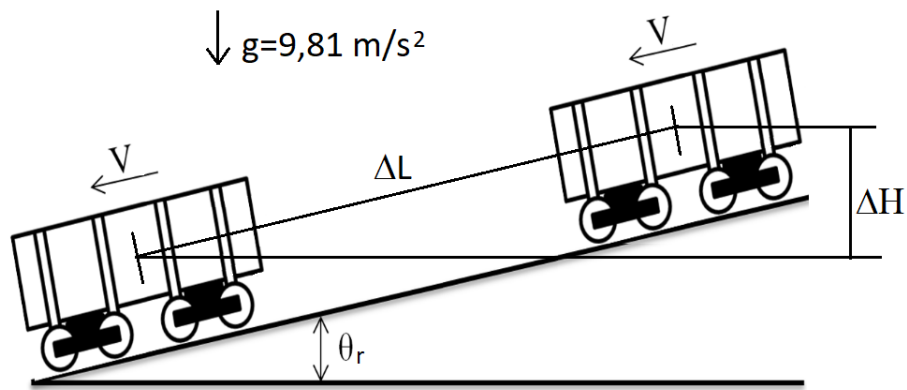


**Figura 4.13** Esquema da aplicação de cargas para a análise térmica da frenagem

Após a frenagem a roda resfria lentamente por sua convecção com o ar à temperatura ambiente. O tempo usado para o resfriamento foi escolhido para que fosse o suficiente para resfriar a roda até que esta chegasse à uma temperatura próxima da temperatura ambiente. Não foi considerado o resfriamento através da região de contato. De fato, esse pode não ser muito efetivo, uma vez que o deslizamento na região de contato também gera calor na interface, o que não resfria, mas aquece, a roda.

A potência de calor que entra na roda depende do tipo de aplicação e da intensidade de frenagem aplicada na roda. Em todos os casos, como dito, a roda é aquecida pela sua superfície de rolamento.

Para cálculo do aquecimento da roda, é necessário saber qual potência deve ser aplicada no modelo. No tipo de aplicação de freio descrito a seguir a potência é constante, representando uma frenagem para a manutenção da velocidade em rampa constante. Tal simplificação facilita a modelagem do problema, ao mesmo tempo que é suficiente para permitir a análise do efeito do aquecimento na roda. A Figura 4.14 mostra um esquema para este tipo de aplicação de freio.



**Figura 4.14** Esquema de um vagão descendo uma rampa inclinada a velocidade constante

Neste caso, a energia cinética é a mesma no início e fim da aplicação do freio, pois a velocidade é constante. Desta forma, a diferença de energia entre o início e fim é a energia potencial gravitacional que é dissipada pela aplicação dos freios. A eq. 4.10 mostra a energia dissipada. Nessa equação,  $M_v$  é a massa total do vagão,  $g$  é a aceleração da gravidade e  $\Delta H$  é a diferença de altura entre o início e o fim da aplicação do freio.

$$E_d = M_v g \Delta H \quad \text{eq. 4.4}$$

A diferença de altura  $\Delta H$  pode ser obtida a partir da distância percorrida  $\Delta L$  e do ângulo de inclinação da via  $\theta_r$ , conforme a equação:

$$\Delta H = \Delta L \cdot \text{sen } \theta_r \quad \text{eq. 4.5}$$

Como a velocidade ( $V$ ) é constante, a distância percorrida pode ser calculada diretamente pela equação:

$$\Delta L = V \cdot t \quad \text{eq. 4.6}$$

Substituindo a eq. 4.5 e a eq. 4.10 na eq. 4.4 obtém-se a energia dissipada pelo freio em termos da velocidade do vagão e inclinação da via, conforme a equação:

$$E_d = M_v \cdot g \cdot V \cdot \sin \theta_r \cdot t \quad \text{eq. 4.7}$$

A potência de dissipação é uma relação da energia dissipada com tempo. Um percentual  $\gamma_r$  da potência de dissipação é absorvida como calor pela roda. O restante se dissipa em ruído, em troca de calor por convecção instantânea e em condução para a sapata. A equação final da potência de calor absorvida pela roda  $P_b$  é dada por

$$P_b = \frac{M_v}{8} \cdot g \cdot V \cdot \sin \theta_r \cdot \gamma_r \quad \text{eq. 4.8}$$

Os resultados de Santos (1996) mostram que a porcentagem de calor absorvido pela roda é de  $\gamma_r=80\%$ . Além disso, foi adotado o coeficiente de convecção entre a roda e o ar de  $h=25 \text{ W/(mm}^\circ\text{C)}$  quando a roda está freando. Estes valores foram utilizados para a simulação de frenagem neste trabalho.

Foram feitas duas simulações de frenagens diferentes para observar o comportamento da roda sob diferentes níveis de aquecimento. O resumo das duas frenagens é mostrado na Tabela 4.4.

Para realizar a simulação de frenagem, é necessário escolher alguma situação de frenagem. Para isso, duas simulações diferentes foram realizadas. As situações de frenagem realizadas foram escolhidas pois possibilitam mostrar as eventuais mudanças de distribuição de tensão residual na roda. Estes cenários, possuem situações mais severas de frenagem do que acontece na prática, mas mostram a importância em se evitar situações como essas. Também mostram o que pode acontecer com o mal funcionamento do sistema de freio, mesmo durante um tempo curto (sapata presa).

**Tabela 4.4** Resumo das duas aplicações de frenagem

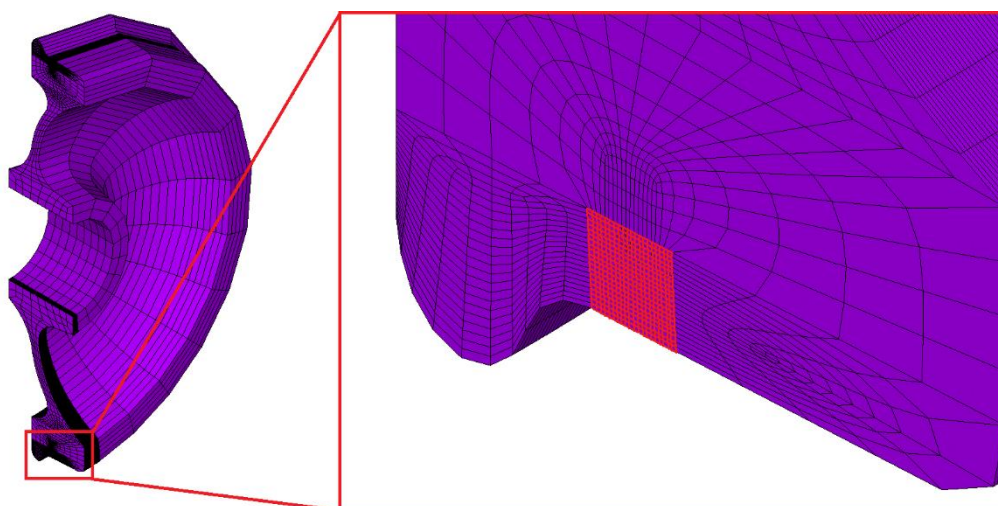
	$M_v$ (Ton)	V (km/h)	$g(\text{m/s}^2)$	$\sin \theta_r$	$P_b(\text{kW})$	Tempo (s)	$\gamma_r$
Frenagem 1	128	34,4	9,81	0,03	36	500	0,8
Frenagem 2	128	68,8	9,81	0,03	72	500	0,8

O histórico da distribuição de temperaturas foi então calculado. As temperaturas calculadas foram usadas como dado de entrada para o modelo estrutural. A malha

utilizada foi a mesma usada para a simulação de rolamento (Figura 4.6). A condição de contorno usada também é a mesma da simulação do rolamento (Figura 4.12).

#### 4.4 Modelagem da Fadiga

Para cálculo da fadiga, foram analisados pontos de uma seção transversal à roda na região onde as tensões devido ao contato são maiores. A Figura 4.15 mostra os pontos analisados, que correspondem a uma área de 20mm por 20mm. Foram analisados 441 pontos durante os 61 instantes de tempo que correspondem a um ciclo de rolamento.

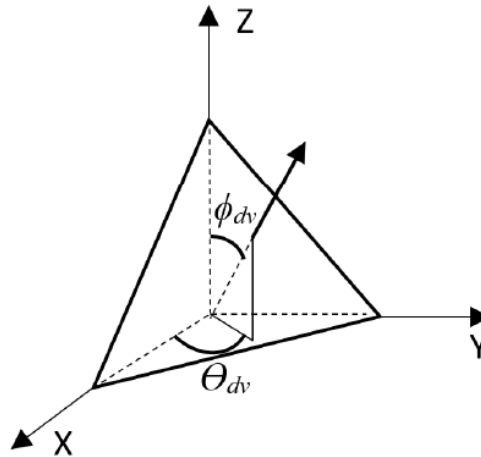


**Figura 4.15** Destacado em vermelho a região na roda na qual se obteve o histórico de tensões durante o último ciclo de carga

A vida em fadiga foi calculada a partir do critério de Dang Van modificado. Este critério foi implementado em um código no MATLAB®. Como mencionado anteriormente, as entradas para o programa criado são os históricos de tensão e algumas propriedades de fadiga do material da roda.

Em cada ponto, é necessário conhecer qual é o plano crítico. Existem infinitos planos passando por um ponto; entretanto, o plano que possui a tensão equivalente de Dang Van máxima é o plano crítico, para este trabalho. A Figura 4.16 representa os ângulos  $\varphi_{dv}$  e  $\theta_{dv}$  que definem a direção do vetor normal a um plano. Foram computadas as tensões equivalentes de Dang Van de todos planos definidos por

esses ângulos em um intervalo de 0 a 180° com espaçamento de 15°. O ponto analisado com a maior tensão equivalente de Dang Van ( $\tau_{DV}^*$ ) foi usado para calcular a vida em fadiga pela eq. 4.10, já explicada em capítulo anterior.



**Figura 4.16** Plano definido pelos ângulos  $\phi_{dv}$  e  $\theta_{dv}$  (LIMA, 2018)

$$N = \left( \frac{\tau_{DV}^*}{\tau_f'} \right)^{\frac{1}{b'}} \quad \text{eq. 4.9}$$

As propriedades de fadiga uniaxial do material da roda variam com temperatura. Moyar (1991) apresenta as propriedades necessárias para algumas temperaturas para o material de uma roda classe C (Tabela 4.5).

**Tabela 4.5** Propriedades de fadiga para uma roda classe C (MOYAR, 1991)

	25°C	220°C	400°C	600°C
$\tau_f'/G$	0,0120	0,0102	0,0086	0,0031
$b'$	-0,111	-0,092	-0,096	-0,075

A Tabela 4.5 apresenta os valores do coeficiente de resistência à fadiga por cisalhamento ( $\tau_f'$ ) e do expoente de resistência à fadiga ( $b'$ ) para quatro temperaturas. Entretanto,  $\tau_f'$  é dado por uma relação com o módulo de cisalhamento ( $G$ ).

O módulo de cisalhamento não é apresentado por Moyar (1991). Entretanto, Santos (2008) estimou o valor do módulo de elasticidade ( $E$ ) e coeficiente de Poisson ( $\nu$ ) para diversas temperaturas do material de uma roda classe C. A partir da relação

da eq. 4.10 para materiais isotrópicos, pode-se obter o valor de  $G$  para diversas temperaturas. Com base nessa equação, a Tabela 4.6 apresenta os módulos de cisalhamento.

$$G = \frac{E}{2(\nu + 1)} \quad \text{eq. 4.10}$$

**Tabela 4.6** Módulo de cisalhamento em relação à temperatura para uma roda ferroviária classe C

Temperatura (°C)	Módulo de Cisalhamento (GPa)
25	80,769
230	77,308
358	74,231
452	66,154
567	39,231
650	31,923
704	19,231
900	16,589

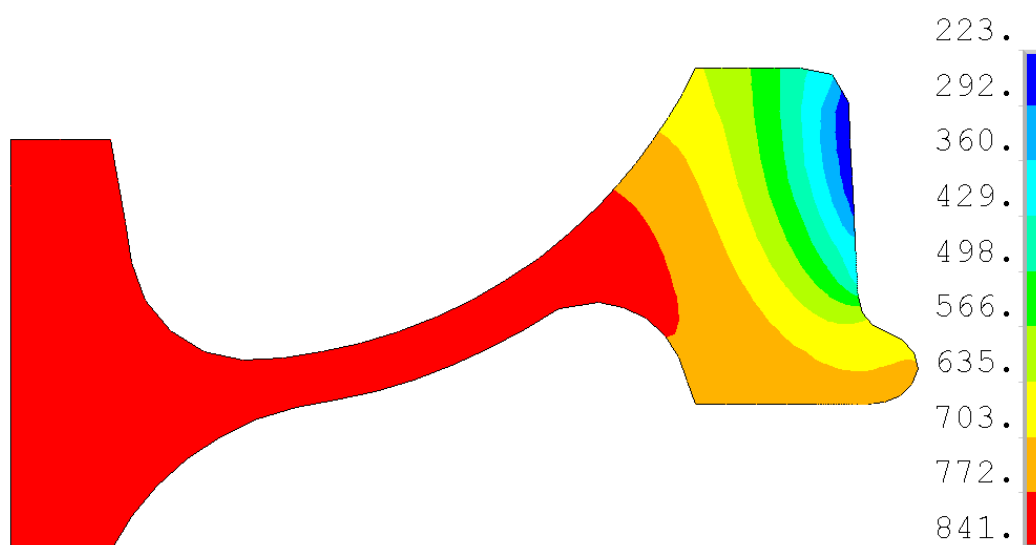
## 5 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos nas simulações de tratamento térmico de fabricação, frenagem e rolamento de uma roda ferroviária classe C. A partir dessas simulações, foram obtidas as estimativas da vida em fadiga para um modelo da roda sem tensões residuais, para um modelo da roda com tensões residuais devido ao tratamento térmico de fabricação, e para dois modelos que incluem o aquecimento da roda devido à frenagem.

### 5.1 Tratamento Térmico

As temperaturas devido ao tratamento térmico na roda foram calculadas por um modelo bidimensional axissimétrico, como apresentado. A distribuição de temperatura ao fim de cada etapa do tratamento é apresentada a seguir.

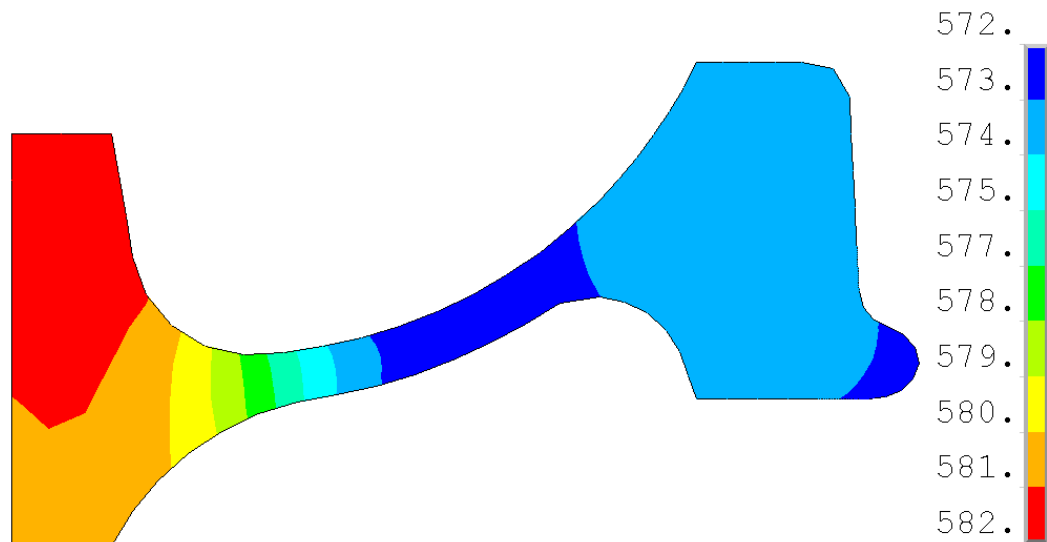
Ao fim da têmpera, a distribuição de temperatura se dá como mostra a Figura 5.1. É possível ver que a região mais próxima à aplicação do jato de água é a que apresenta temperaturas menores, enquanto a região mais próxima do centro mantém uma temperatura muito próxima da inicial



**Figura 5.1** Distribuição de temperatura (°C) após a têmpera

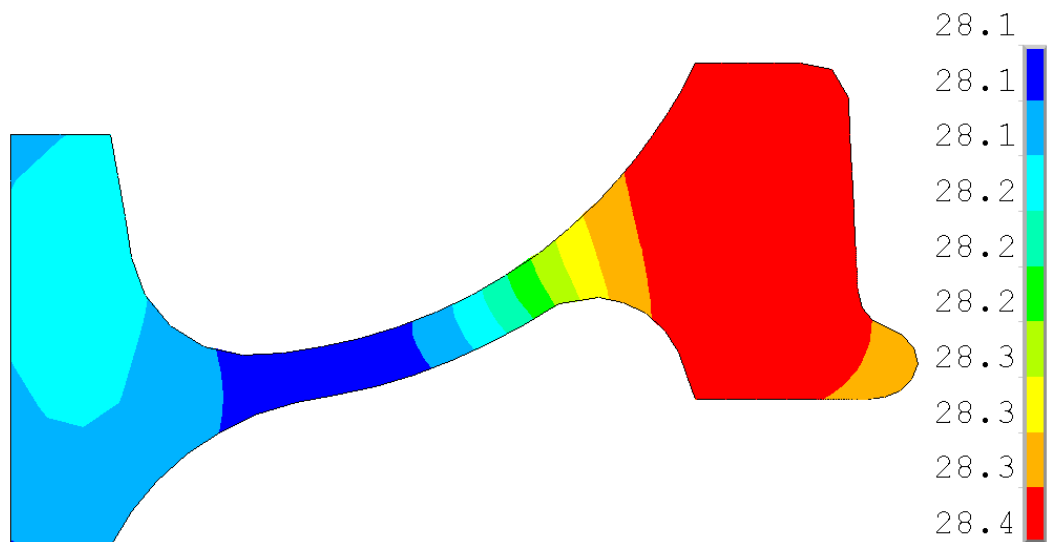


A etapa seguinte é a de revenimento, quando a roda entra em um forno com temperatura por volta de 500°C. Ao fim dessa etapa, a distribuição de temperatura na roda fica mais homogênea, conforme mostrado na Figura 5.2.



**Figura 5.2** Distribuição de temperatura (°C) após o revenimento

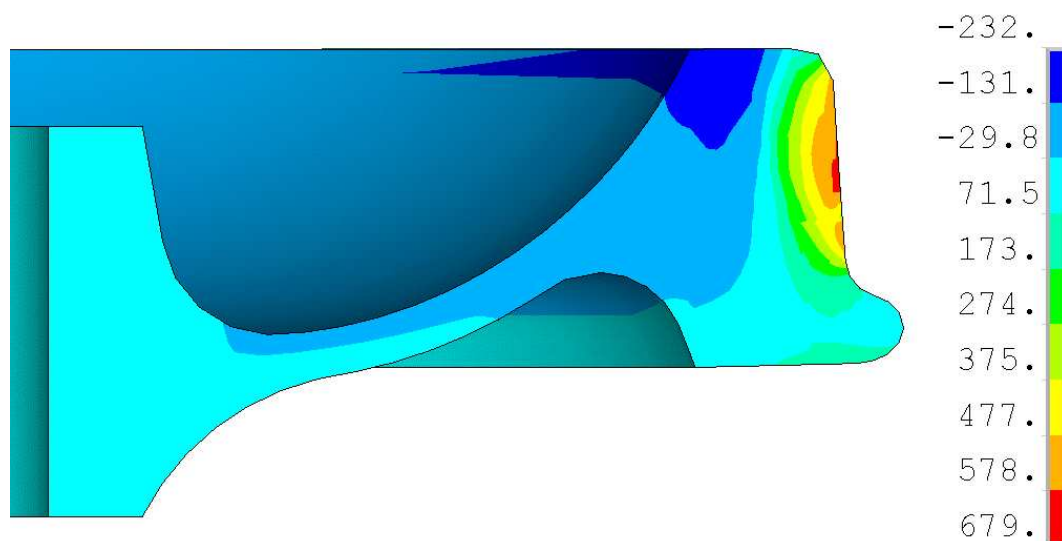
Por fim a roda é deixada a resfriar por um longo tempo. A distribuição de temperatura ao final fica próxima da temperatura ambiente (Figura 5.3).



**Figura 5.3** Distribuição de temperatura (°C) após o resfriamento

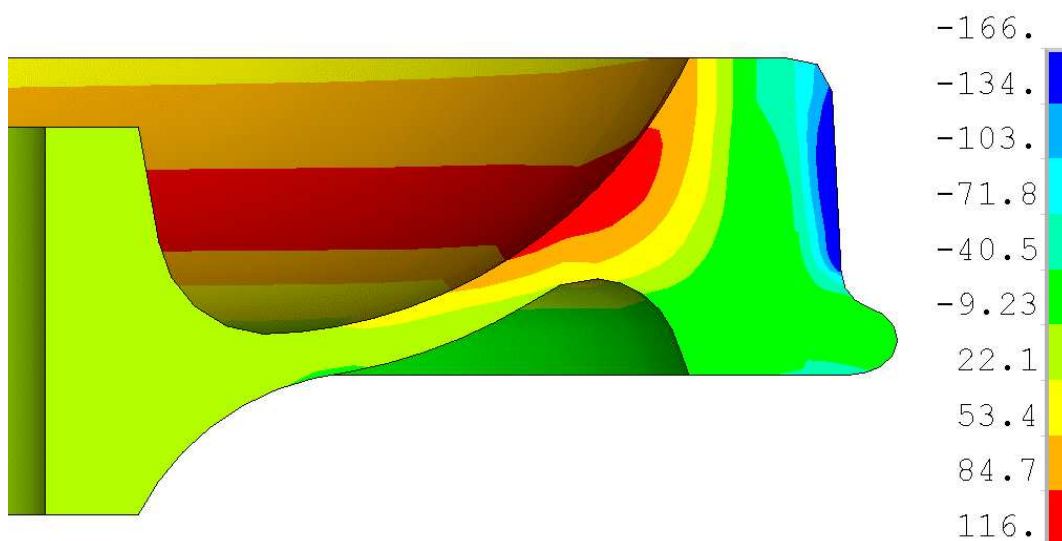
Seguindo o procedimento proposto, as temperaturas foram salvas para diversos instantes de tempo e aplicadas como entrada em um modelo tridimensional da roda para cálculo das tensões residuais.

A diferença de temperatura entre partes da roda ao decorrer do tempo leva a deformações plásticas, que por sua vez levam a tensões residuais. A Figura 5.4 mostra a distribuição de tensão circunferencial na roda após a têmpera. O resfriamento brusco causa tensões de tração no aro.



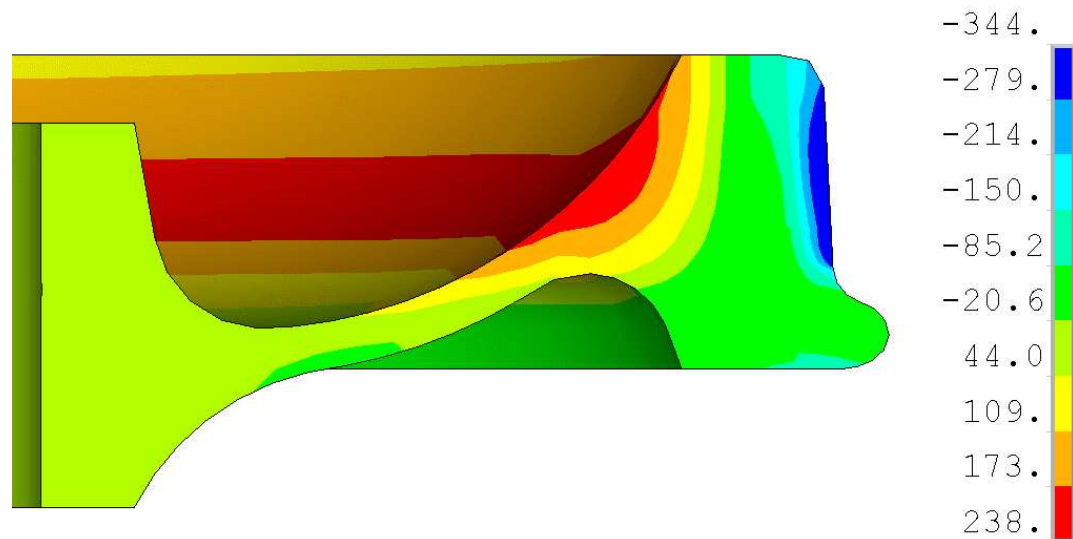
**Figura 5.4** Distribuição de tensão circunferencial (MPa) na roda após a têmpera

Após o processo de revenimento, a roda possui temperatura quase homogênea. O aro da roda já apresenta tensões compressivas (Figura 5.5), causadas devido ao alívio de tensões de tração da têmpera. Entretanto, para o equilíbrio de tensões, tração circunferencial surge na alma da roda.



**Figura 5.5** Distribuição de tensão circunferencial (MPa) na roda após o revenimento

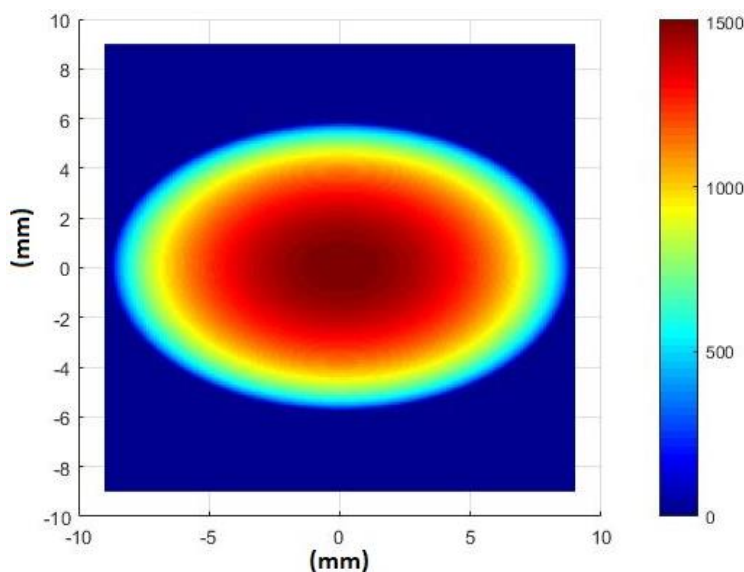
Ao fim do processo, a roda possui tensão residual compressiva próximo de sua pista de rolamento como mostra a Figura 5.6. O valor máximo de tensão apresenta valor coerente com os resultados experimentais obtidos por Minicucci (2003).



**Figura 5.6** Distribuição de tensão circunferencial (MPa) na roda após o resfriamento

## 5.2 Distribuição de Pressão de Hertz

O resultado da distribuição de pressão de Hertz foi usado para todas as simulações de rolamento. A área de contato tem formato elíptico como mostra a Figura 6.7.



**Figura 5.7** Distribuição de pressão (MPa) de contato normal na roda calculada pela teoria de Hertz

O tamanho dos semieixos da elipse e o valor de pressão máxima podem ser vistos na Tabela 5.1.

**Tabela 5.1** Resultados da dimensão e pressão máxima no contato calculados pela teoria de Hertz

$a$ (mm)	$b$ (mm)	Área(mm <sup>2</sup> )	$p_{max}$ (MPa)
8,7726	5,7756	159,1736	1507,8

### 5.3 Modelo de rolamento de roda sem tensões residuais

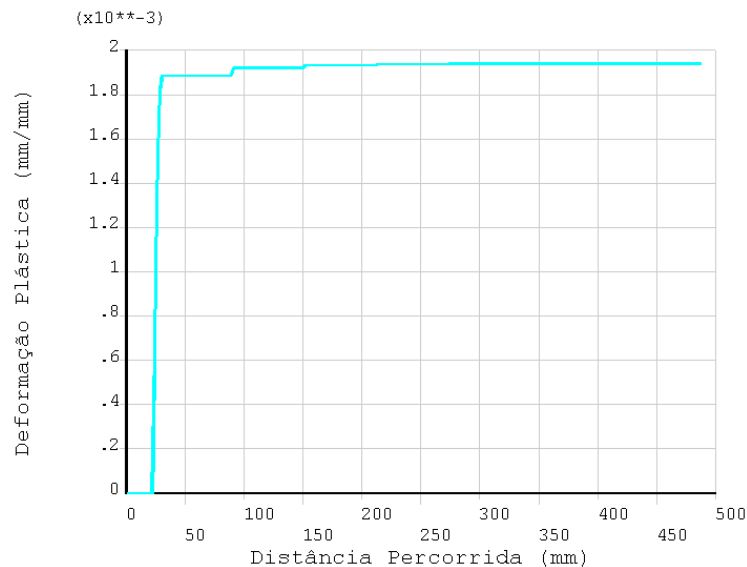
O rolamento foi simulado o rolamento em uma roda sem tensões residuais. Esta simulação foi feita para permitir a comparação com outros modelos que possuem tensões residuais antes da simulação do rolamento.

O objetivo desta simulação é obter o histórico de tensões devido ao rolamento para aplicá-las no critério de Dang Van. Como este critério pressupõe que o material já se acomodou plasticamente, foram simulados diversos ciclos de rolagem até que o *shakedown* elástico ocorra.

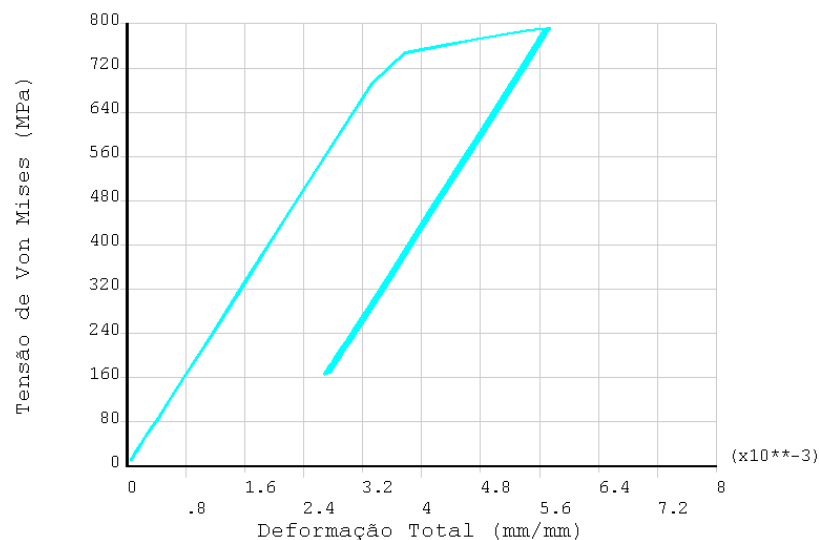
Foram feitas 7 passagens da distribuição de contato na pista da roda, que mostram ser suficientes para que a estabilização de deformações plásticas seja atingida. A Figura 5.8 mostra a evolução da deformação plástica no ponto de maior tensão de Von Mises na roda em relação à distância percorrida pela elipse de contato.

O primeiro ciclo mostra-se muito mais significativo do que os demais, em poucos ciclos a deformação plástica incremental já não é mais significativa.

A Figura 5.9 mostra tensão de Von Mises pela deformação total no ponto com maior tensão de Von Mises na roda. É possível ver que após um certo nível de deformação a região passa a se comportar linearmente.



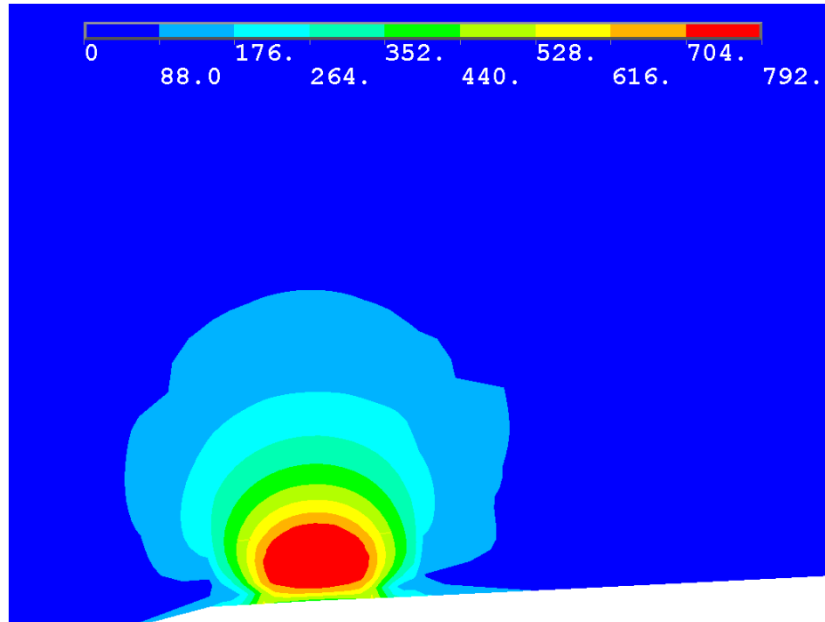
**Figura 5.8** Deformação plástica pela distância percorrida pela elipse de contato na roda sem tensões residuais no ponto de maior tensão de Von Mises



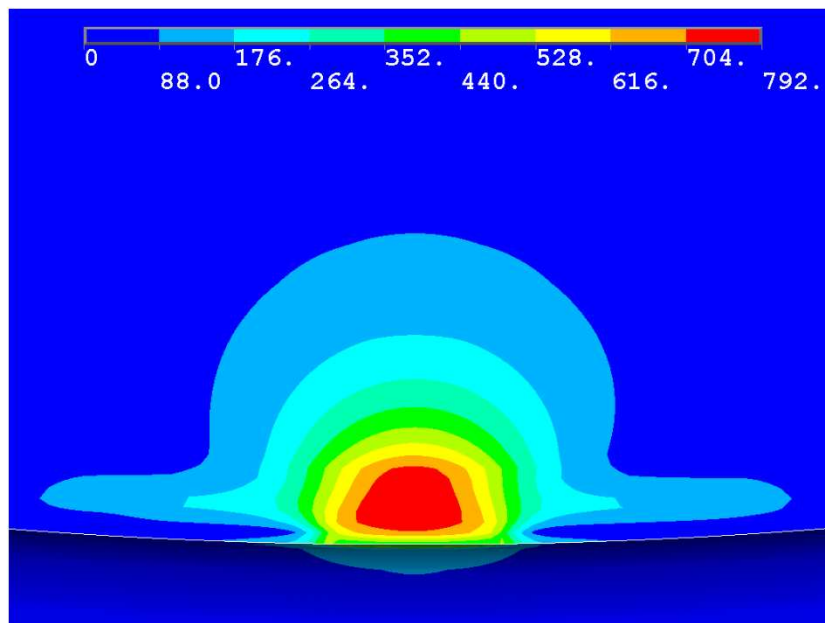
**Figura 5.9** Tensão de Von Mises pela deformação total na roda sem tensões residuais no ponto de maior tensão de Von Mises

No sétimo ciclo, a deformação plástica já está estabilizada. Portanto, o histórico de tensões deste ciclo foi a utilizada para calcular a fadiga. A Figura 5.10 e a Figura 5.11 mostram a distribuição de tensão equivalente de Von Mises na roda próximo à região de contato em um instante do último ciclo de rolamento, em uma vista

transversal e outra longitudinal (ou lateral). É possível observar a tensão residual na roda causada pelo rolamento.



**Figura 5.10** Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda sem tensões residuais no sétimo ciclo de rolamento, seção transversal.

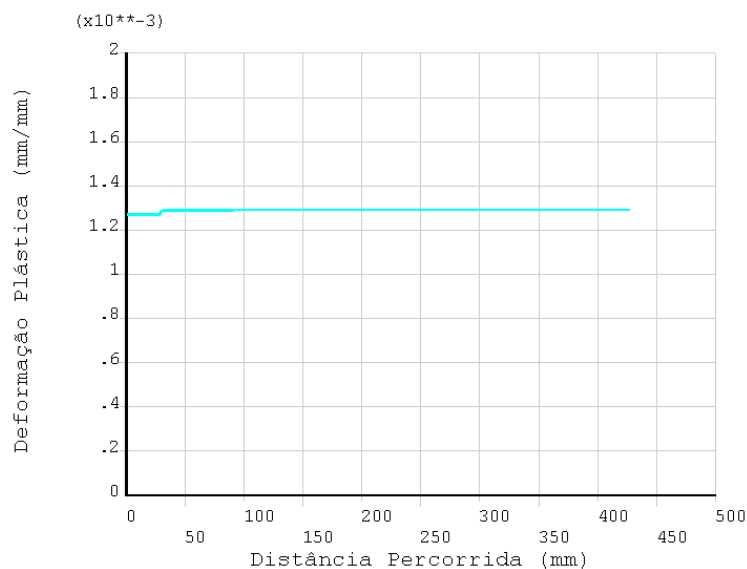


**Figura 5.11** Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda sem tensões residuais no sétimo ciclo de rolamento, seção longitudinal.

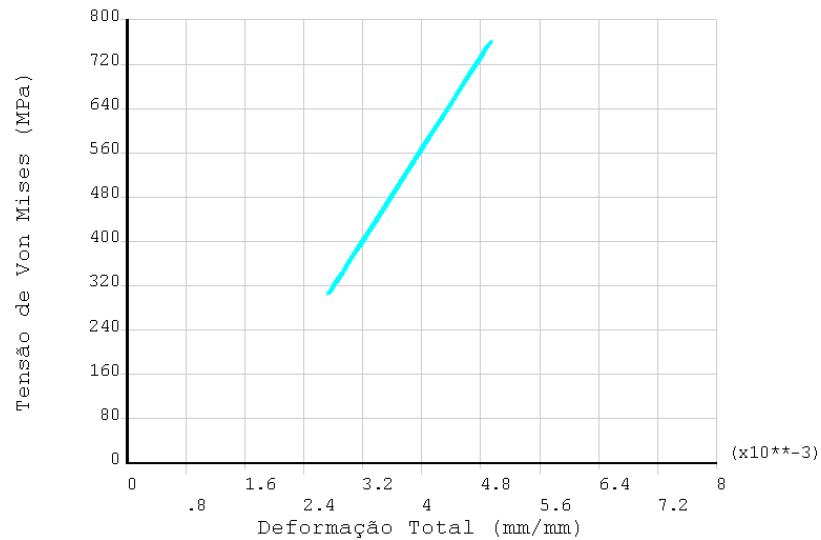
#### 5.4 Modelo de rolamento de roda com tensões residuais de fabricação

A simulação de rolamento, neste modelo, é feita logo após a simulação de tensões residuais provenientes do processo de tratamento térmico. Foram simulados sete ciclos de rolamento. A Figura 5.12 mostra que ocorre acomodação plástica, como no caso sem tensões residuais. Entretanto, como há deformação residual presente na roda antes do rolamento, a curva não começa do zero.

Na Figura 6.13 pode ser vista a variação de tensões durante o rolamento. Como praticamente não há deformação plástica adicional, as curvas quase que se sobrepõem em sete ciclos.

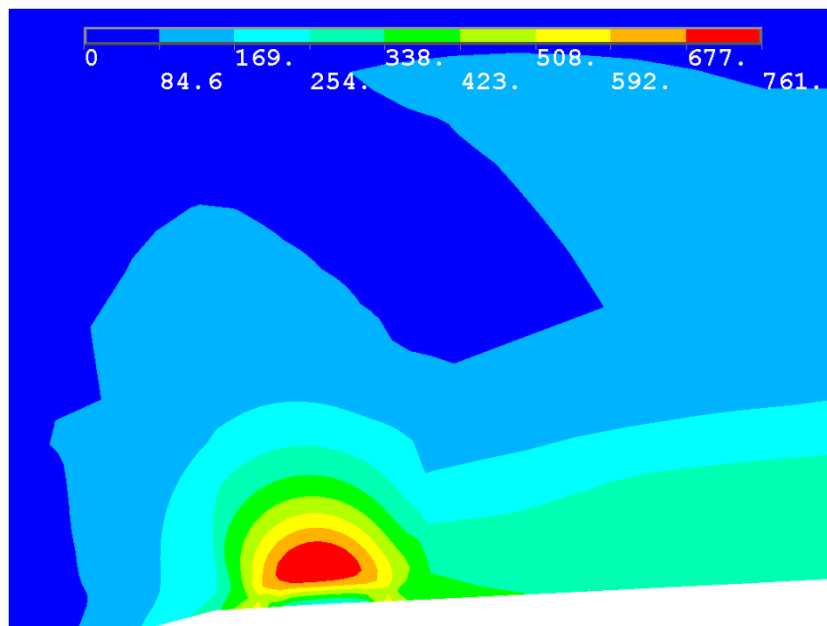


**Figura 5.12** Deformação plástica pela distância percorrida pela elipse de contato na roda com tensões residuais provenientes do tratamento térmico no ponto de maior tensão de Von Mises



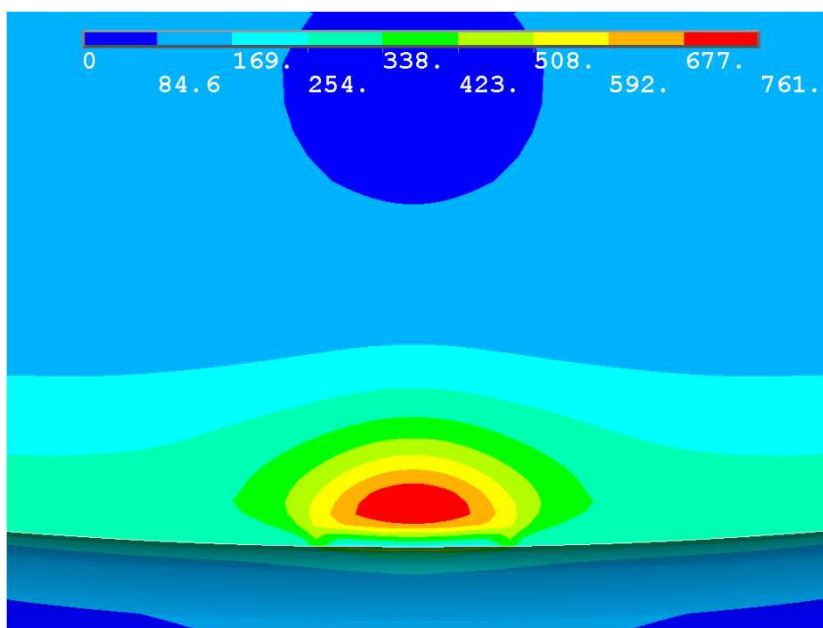
**Figura 5.13** Tensão de Von Mises pela deformação total na roda com tensões residuais provenientes do tratamento térmico no ponto de maior tensão de Von Mises

A Figura 5.14 e a Figura 5.15 mostram a distribuição de tensão equivalente de Von Mises na região de contato no último ciclo de rolamento da roda, nas direções transversal e longitudinal. É possível observar as tensões residuais devido ao tratamento térmico, um pouco além da região do contato. Os valores máximos da tensão subsuperficial neste modelo são menores que as do modelo sem tensões residuais. Ainda assim, as tensões máximas são subsuperficiais.



**Figura 5.14** Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda com tensões residuais provenientes do tratamento térmico no sétimo ciclo de rolamento, seção transversal.



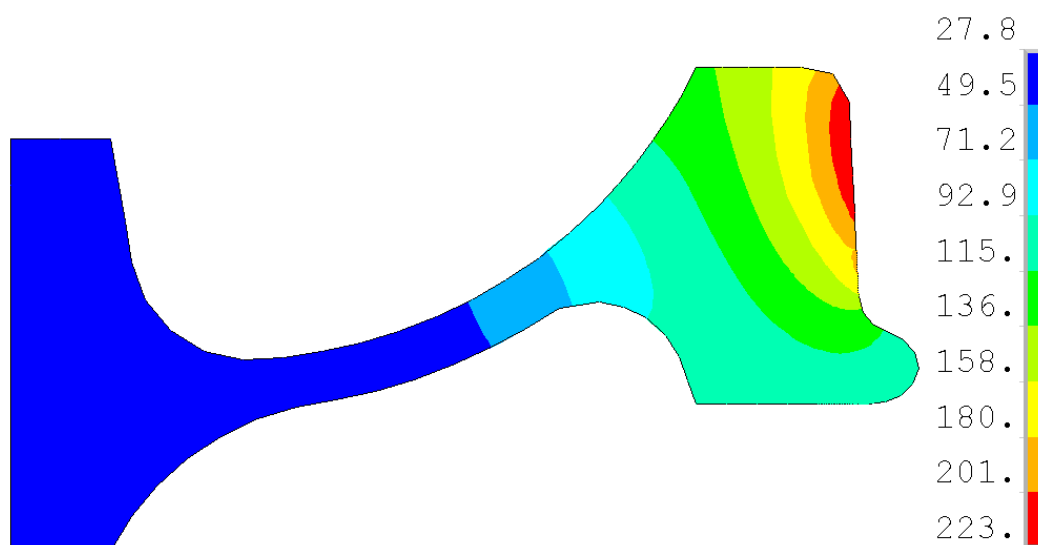


**Figura 5.15** Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda com tensões residuais provenientes do tratamento térmico no sétimo ciclo de rolamento, seção longitudinal.

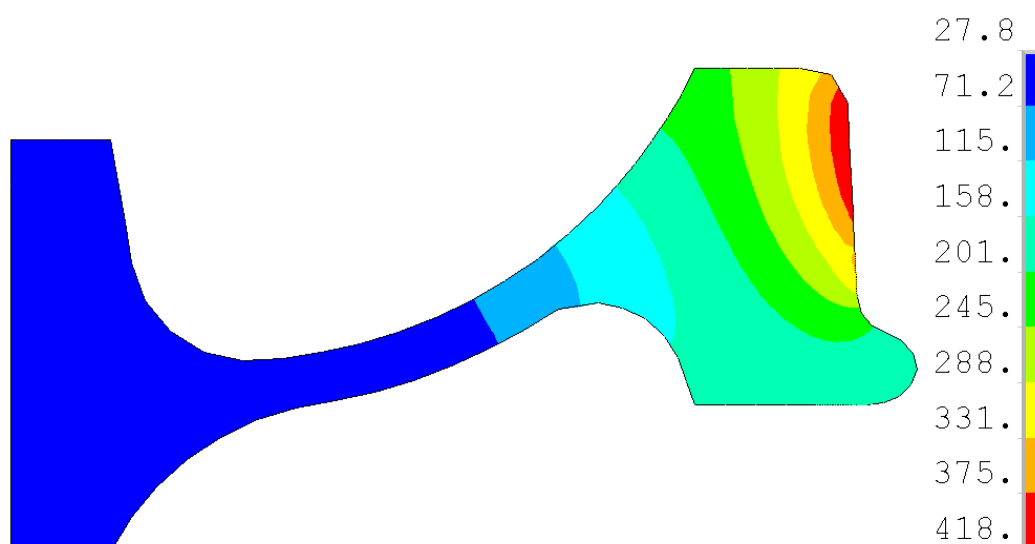
## 5.5 Frenagem

As simulações de aquecimento devido à frenagem foram feitas em um modelo bidimensional axissimétrico. Foram simuladas duas situações de frenagem, a primeira com potência de calor entrando na roda de 36 kW e a segunda com potência de 72 kW por 500 segundos (8,3 minutos). Ambas as situações ocorrem após a estabilização de tensões devidas ao rolamento em uma roda que originalmente tinha as tensões de fabricação.

A Figura 5.16 e a Figura 5.17 mostram a distribuição de temperaturas ao fim da frenagem. No primeiro caso, a temperatura máxima é aproximadamente 200°C. E no segundo, a frenagem é mais severa, a temperatura máxima é aproximadamente 400°C.



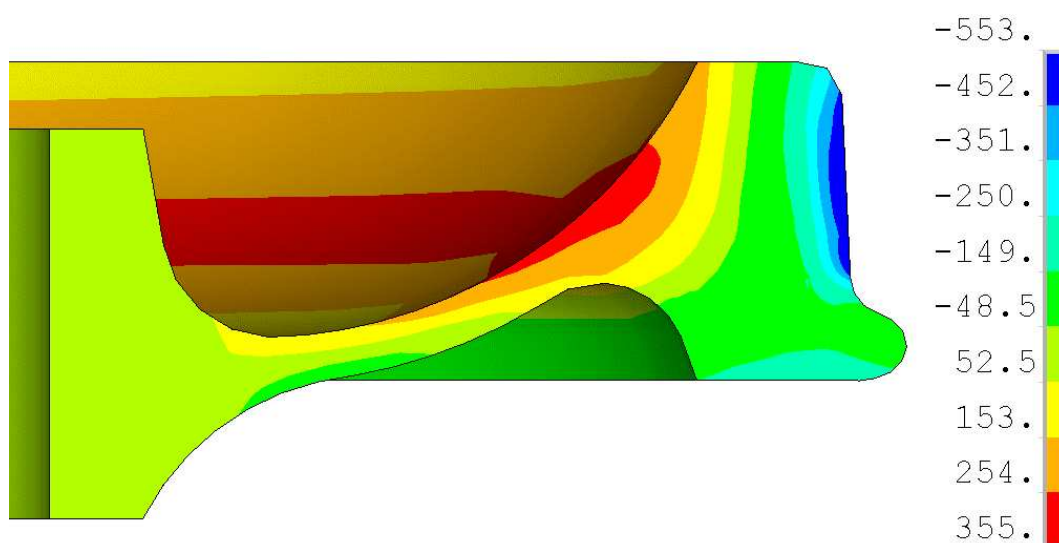
**Figura 5.16** Distribuição de temperatura (°C) após a frenagem de 36 kW por 8,3 minutos



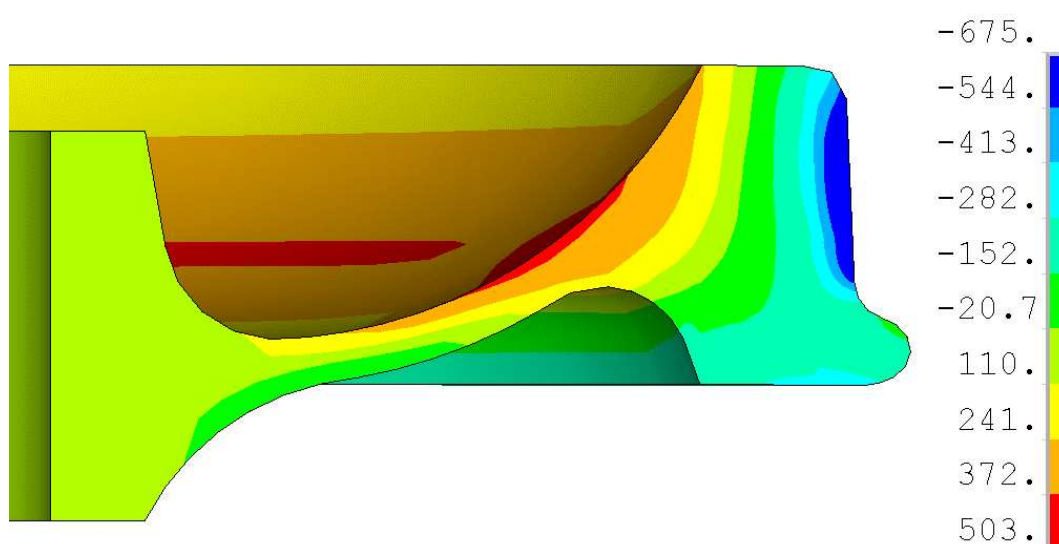
**Figura 5.17** Distribuição de temperatura (°C) após a frenagem de 72 kW por 8,3 minutos

As temperaturas mostradas em cada caso foram usadas como entrada do modelo estrutural tridimensional para cálculo de tensões, conforme o procedimento descrito nos capítulos anteriores.

Os resultados mostram que o aquecimento gera tensões compressivas elevadas no aro, como mostram a Figura 5.18 e a Figura 5.19.

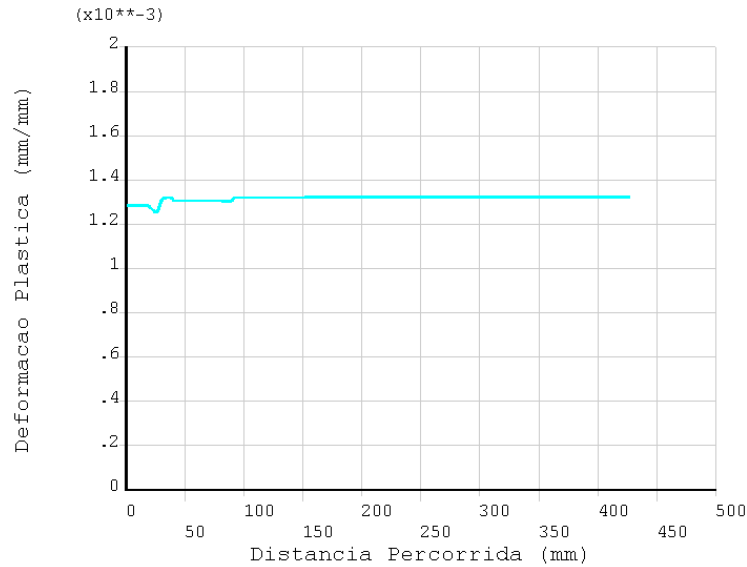


**Figura 5.18** Distribuição de tensão circunferencial (MPa) na roda após aquecimento devido à frenagem de 36 kW

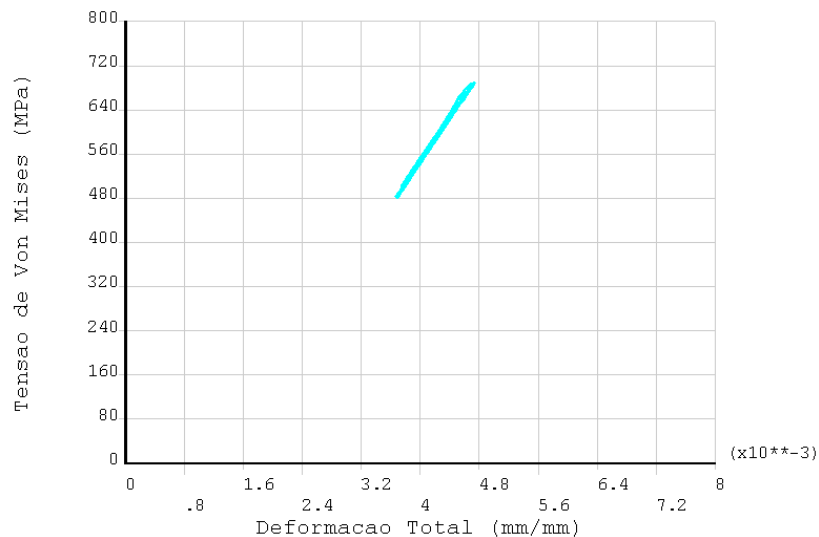


**Figura 5.19** Distribuição de tensão circunferencial (MPa) na roda após aquecimento devido à frenagem de 72 kW

A simulação de rolamento é feita novamente. Desta vez com a roda quente devido à frenagem. Novamente são simulados sete ciclos de rolamento. A Figura 5.20 mostra a acomodação da deformação plástica para a frenagem de 36 kW e a Figura 5.21 mostra a variação de tensões que ocorre quando a roda aquecida rola sobre o trilho.

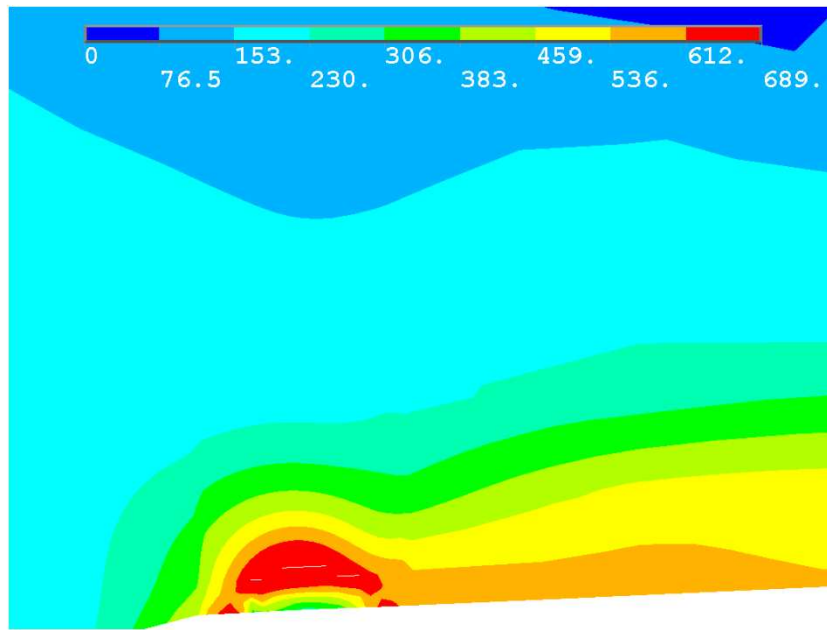


**Figura 5.20** Deformação plástica pela distância percorrida pela elipse de contato na roda após aquecimento devido à frenagem de 36 kW no ponto de maior tensão de Von Mises

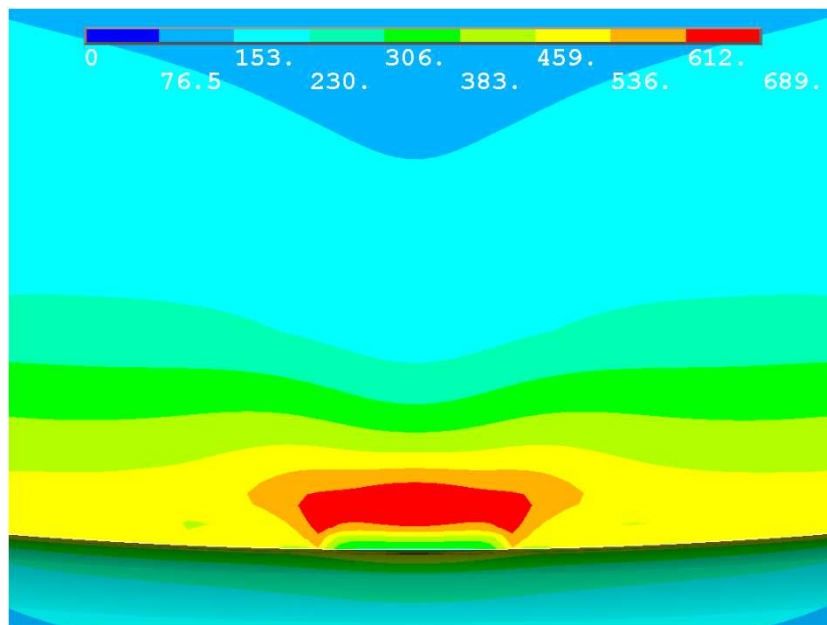


**Figura 5.21** Tensão de Von Mises pela deformação total na roda após aquecimento devido à frenagem de 36 kW no ponto de maior tensão de Von Mises

Com a roda aquecida, a distribuição de tensão se modifica. A tensão máxima de Von Mises fica menor do que com a roda à temperatura ambiente. A Figura 5.22 e a Figura 5.23 mostram a distribuição da tensão equivalente de Von Mises na roda no sétimo ciclo de rolamento, com a vista transversal e longitudinal, respectivamente.

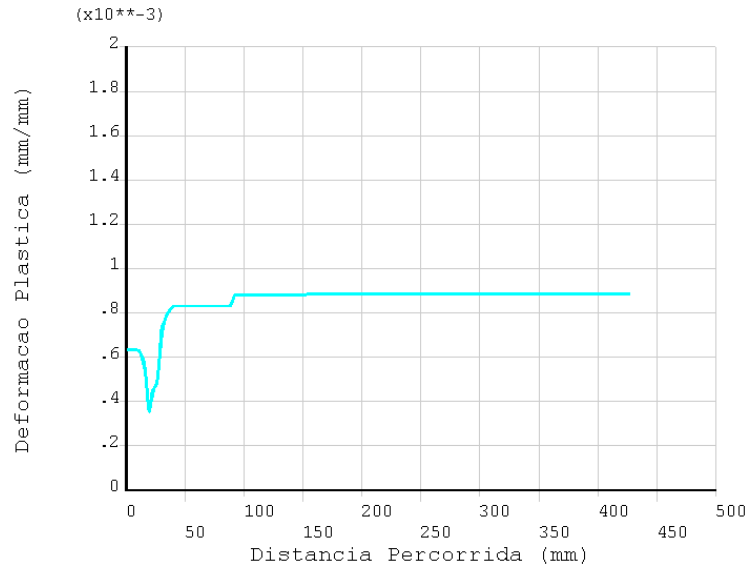


**Figura 5.22** Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após aquecimento devido à frenagem de 36 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção transversal.

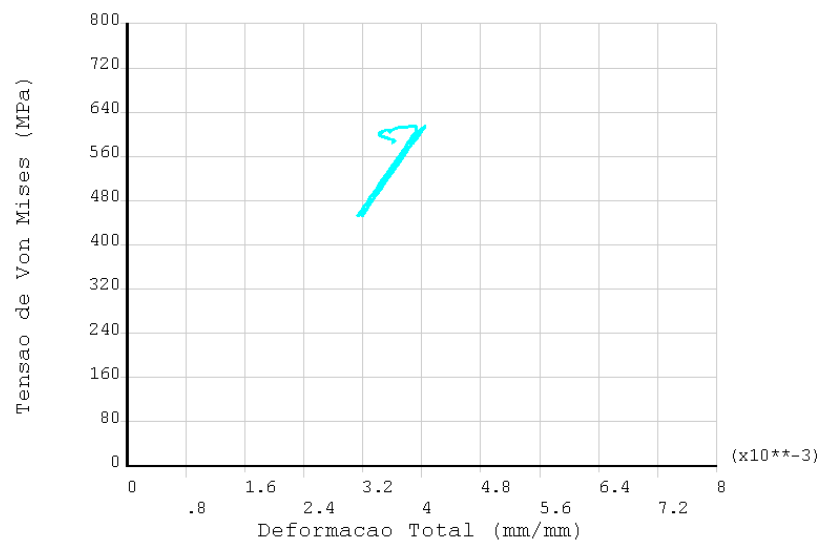


**Figura 5.23** Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após aquecimento devido à frenagem de 36 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção longitudinal.

Para o caso de frenagem de 72 kW, há estabilização da deformação plástica também em poucos ciclos, conforme pode ser visto na Figura 5.24 e na Figura 5.25.

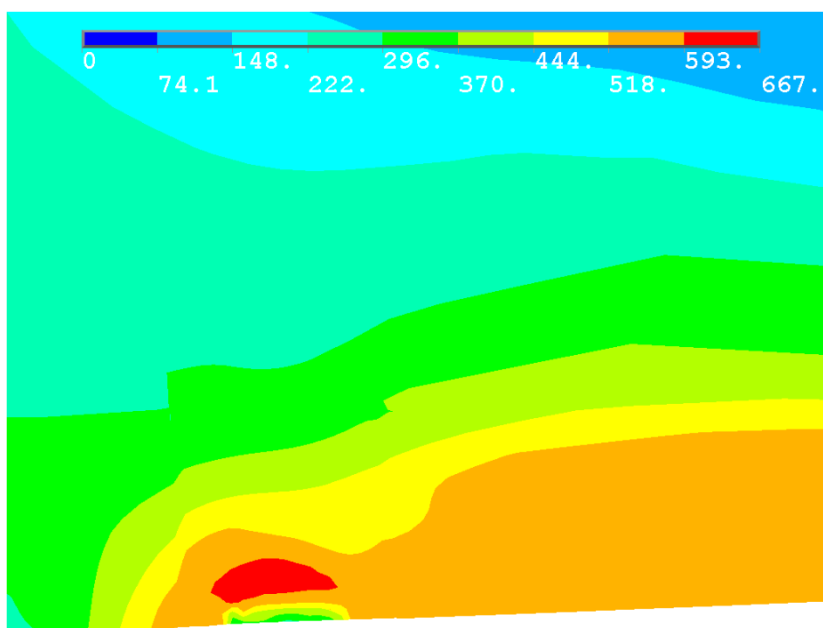


**Figura 5.24** Deformação plástica pela distância percorrida pela elipse de contato na roda após aquecimento devido à frenagem de 36 kW no ponto de maior tensão de Von Mises

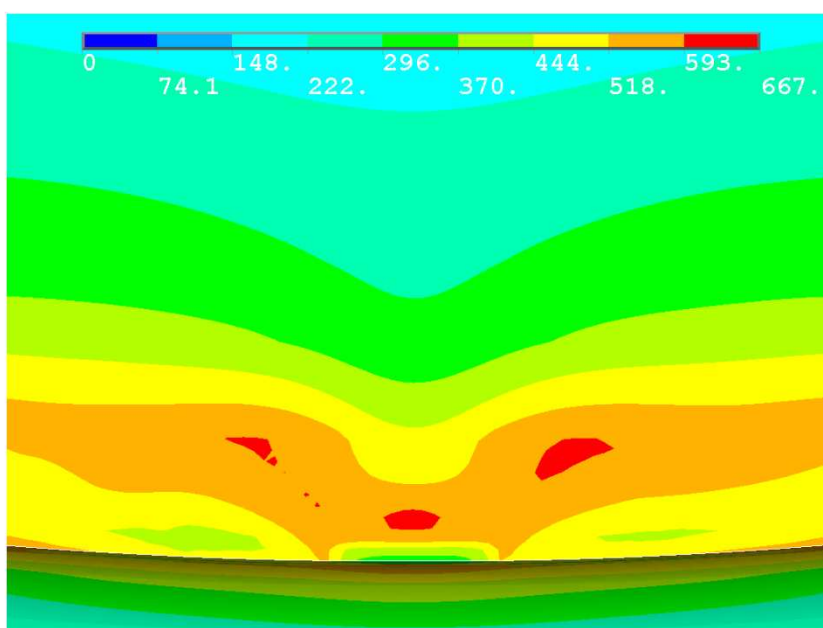


**Figura 5.25** Tensão de Von Mises pela deformação total na roda após aquecimento devido à frenagem de 72 kW no ponto de maior tensão de Von Mises

A máxima tensão de Von Mises é ainda menor para o rolamento após a frenagem de 72 kW. Os valores das tensões devido à expansão da roda devido ao aquecimento ficam próximos dos valores de tensão devido ao contato. A Figura 5.26 e a Figura 5.27 mostram a distribuição da tensão de Von Mises próximo do contato no último ciclo de rolamento, com a roda ainda aquecida.



**Figura 5.26** Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após aquecimento devido à frenagem de 72 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção transversal.

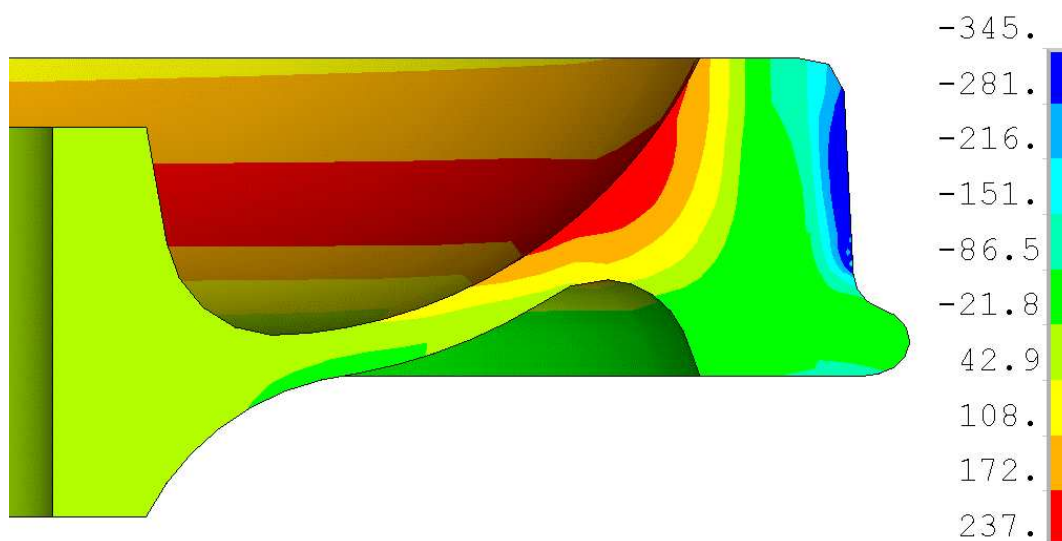


**Figura 5.27** Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após aquecimento devido à frenagem de 36 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção longitudinal.

Após a simulação de aquecimento devido à frenagem, foi simulado o resfriamento da roda por 9000 segundos até que sua temperatura atinja um valor próximo da temperatura ambiente. Essa etapa de cálculo é feita em um modelo bidimensional axissimétrico. As temperaturas alimentam o modelo tridimensional para simulação estrutural após o rolamento da roda aquecida. O objetivo aqui foi verificar se haveria

modificação do padrão de distribuição de tensões e, conseqüentemente, na vida da roda, quando o veículo continua trafegando após uma frenagem com o tempo e a potência determinados.

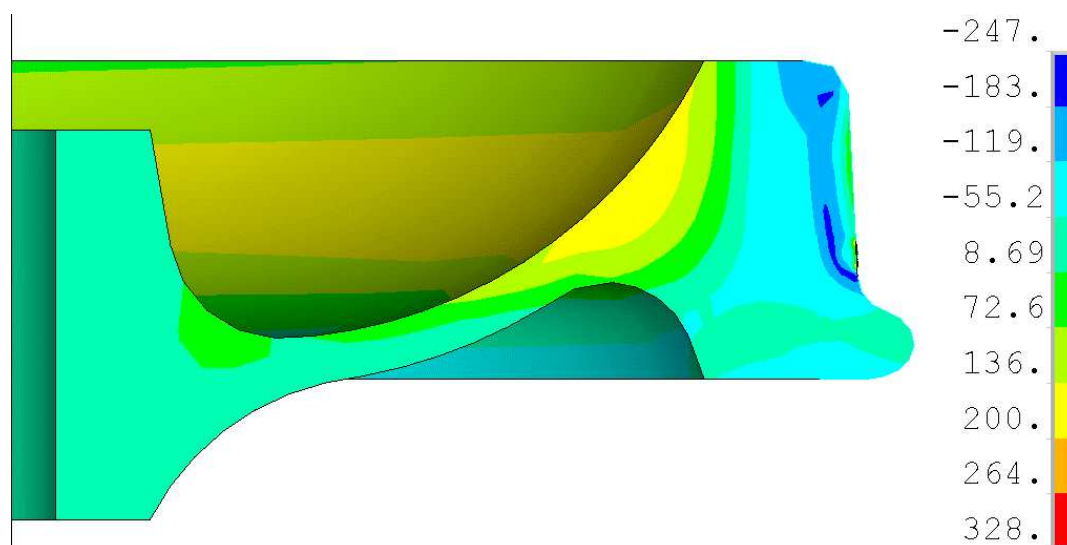
A Figura 5.28 e a Figura 5.29 mostram as tensões residuais da roda após o resfriamento para as duas situações de frenagem. Para a frenagem de 36kW, o processo de aquecimento e de resfriamento do aro da roda não foi o suficiente para modificar a distribuição de tensão, se comparado com o fim do tratamento térmico.



**Figura 5.28** Distribuição de tensão circunferencial (MPa) na roda após resfriamento da frenagem de 36 kW

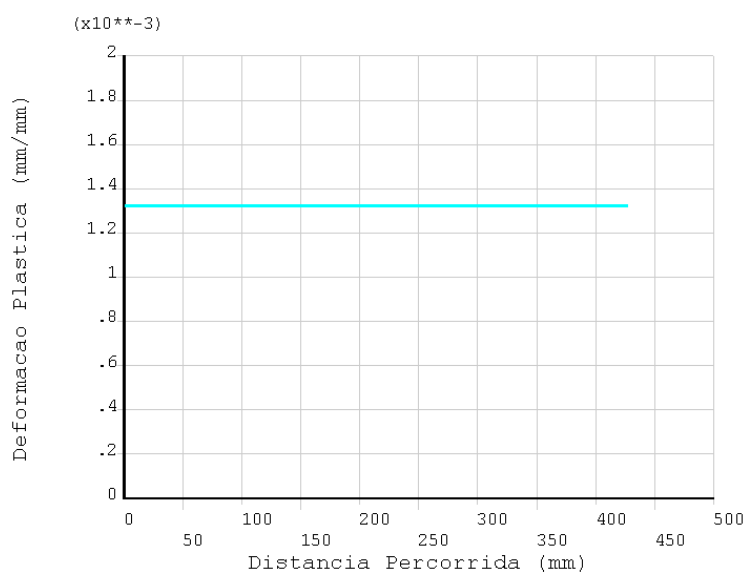
Já no caso de frenagem de 72 kW, é possível ver que houve uma inversão de tensão próximo à pista de rolamento da roda. O valor máximo de tensão compressiva também diminui em relação ao fim do tratamento térmico.



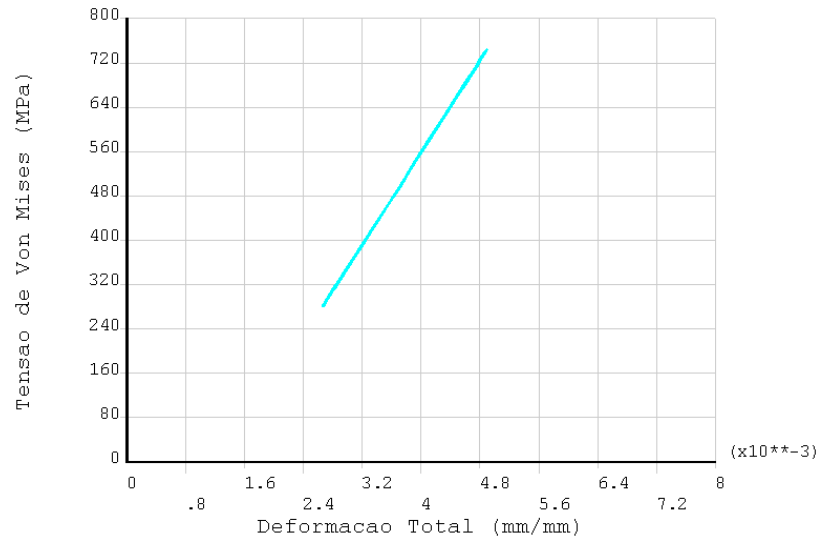


**Figura 5.29** Distribuição de tensão circunferencial (MPa) na roda após resfriamento da frenagem de 72 kW

Após o resfriamento é simulado um último ciclo de rolamento, no modelo com frenagem de 36 kW não houve novos incrementos de deformação plástica na roda, conforme mostram a Figura 5.30 (deformação plástica) e a Figura 5.31 (tensão de Von Mises).

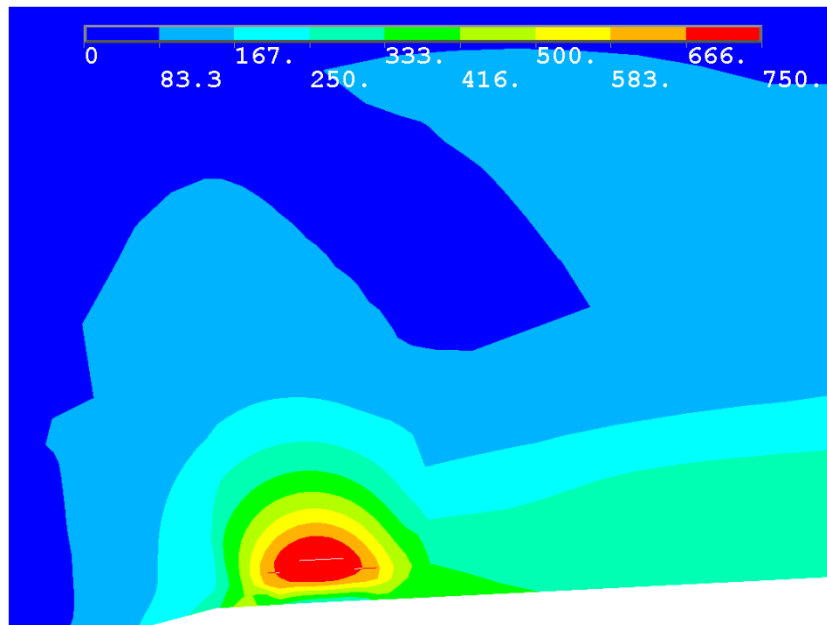


**Figura 5.30** Deformação plástica pela distância percorrida da elipse de contato na roda com tensões residuais após frenagem de 36 kW no ponto de maior tensão de Von Mises

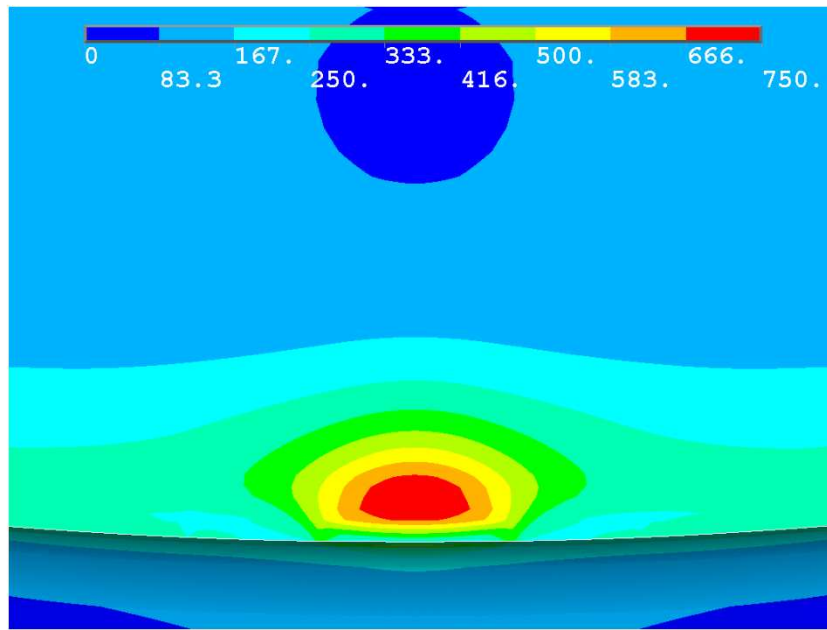


**Figura 5.31** Tensão de Von Mises pela deformação total na roda com tensões residuais após frenagem de 36 kW no ponto de maior tensão de Von Mises

A distribuição de tensão equivalente de Von Mises na roda é muito próxima da obtida no rolamento após o tratamento térmico, conforme mostram a Figura 5.32 e a Figura 5.33.

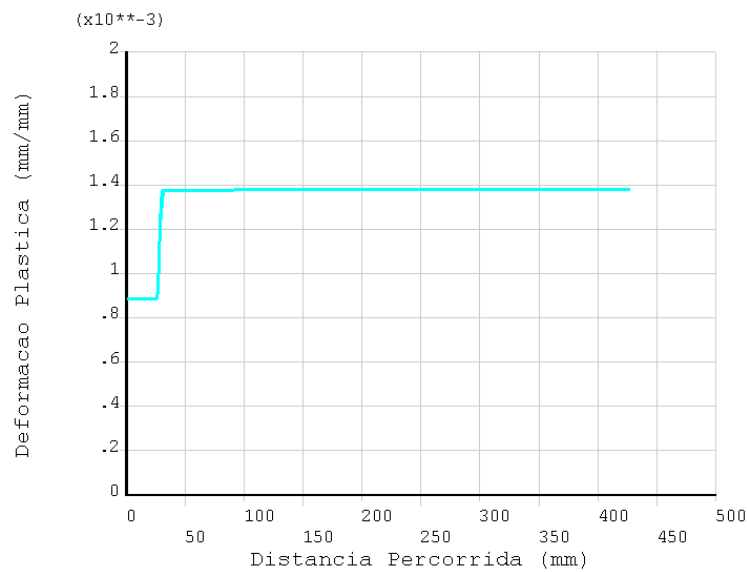


**Figura 5.32** Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após resfriamento da roda após frenagem de 36 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção transversal.

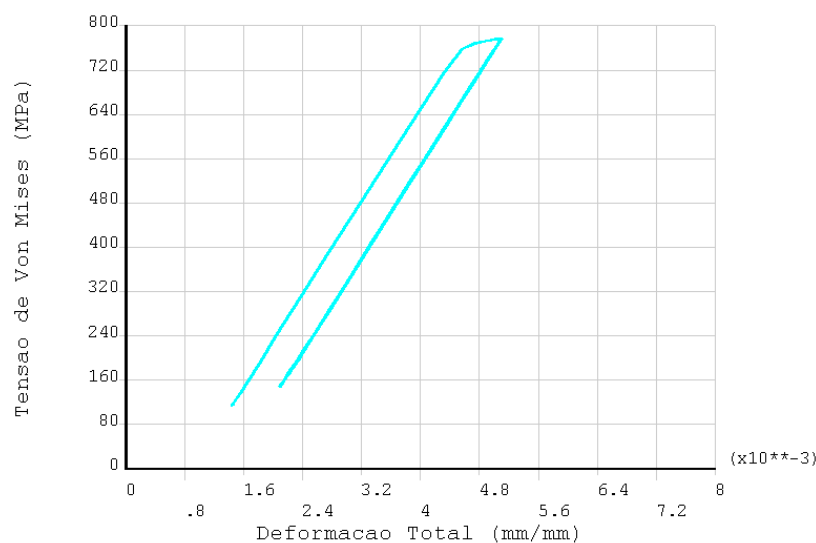


**Figura 5.33** Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após resfriamento da roda após frenagem de 36 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção longitudinal.

No caso do modelo com frenagem mais severa, houve uma significativa mudança de tensão residual na roda. Com isso, diferentemente do outro caso de frenagem, há novos incrementos de plasticidade com o rolamento. Entretanto a acomodação plástica acontece em poucos ciclos, conforme mostram a Figura 5.34 e a Figura 5.37.

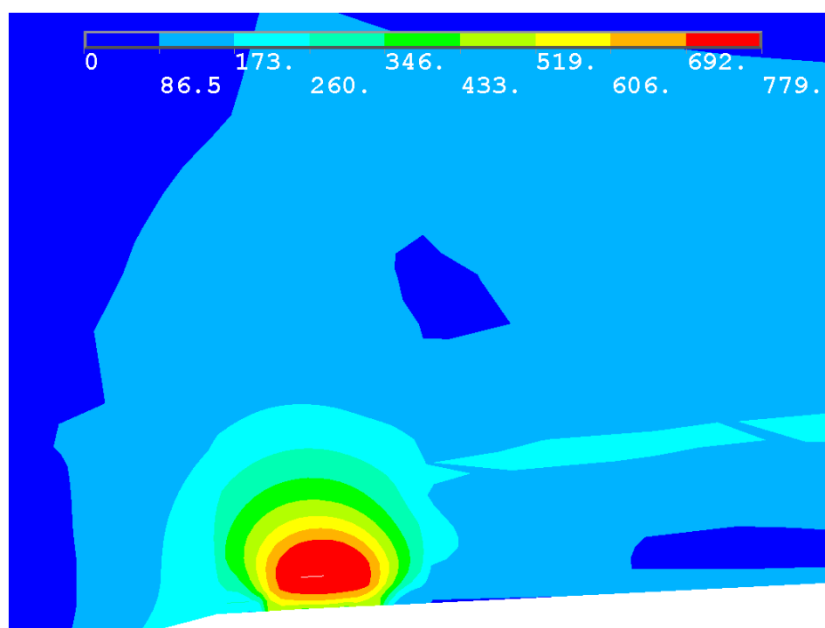


**Figura 5.34** Deformação plástica pela distância percorrida da elipse de contato na roda com tensões residuais após frenagem de 72 kW no ponto de maior tensão de Von Mises

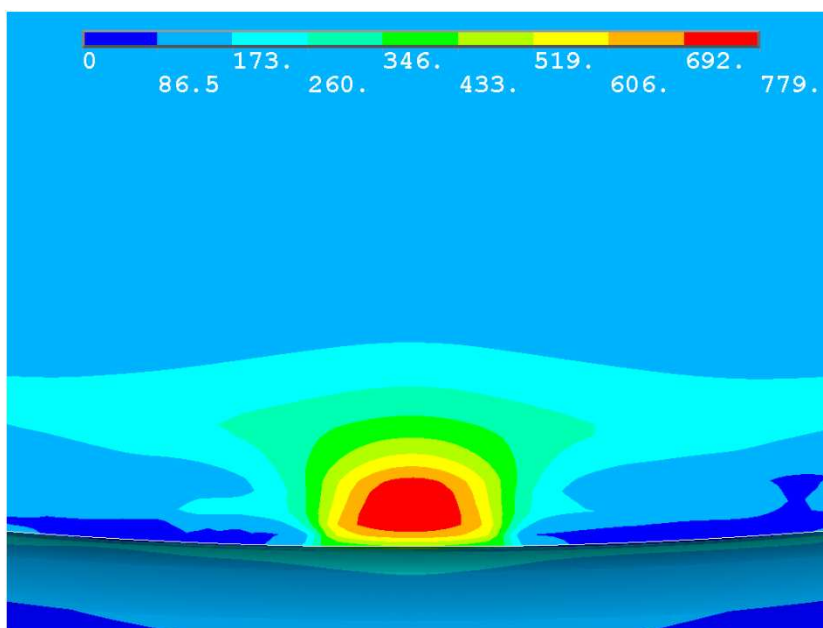


**Figura 5.35** Tensão de Von Mises pela deformação total na roda com tensões residuais após frenagem de 72 kW no ponto de maior tensão de Von Mises

A distribuição de tensão equivalente de Von Mises devido ao contato se difere do caso após o tratamento térmico. A tensão de Von Mises máxima aumenta na região subsuperficial próximo ao contato em relação aos outros modelos, sendo apenas menor que o caso de rolamento sem tensões residuais. Esta distribuição, no último ciclo de rolamento, pode ser vista na Figura 5.36 e na Figura 5.37, seguindo a mesma forma adotada para apresentar os resultados, nas análises anteriores.



**Figura 5.36** Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após resfriamento da roda após frenagem de 72 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção transversal.

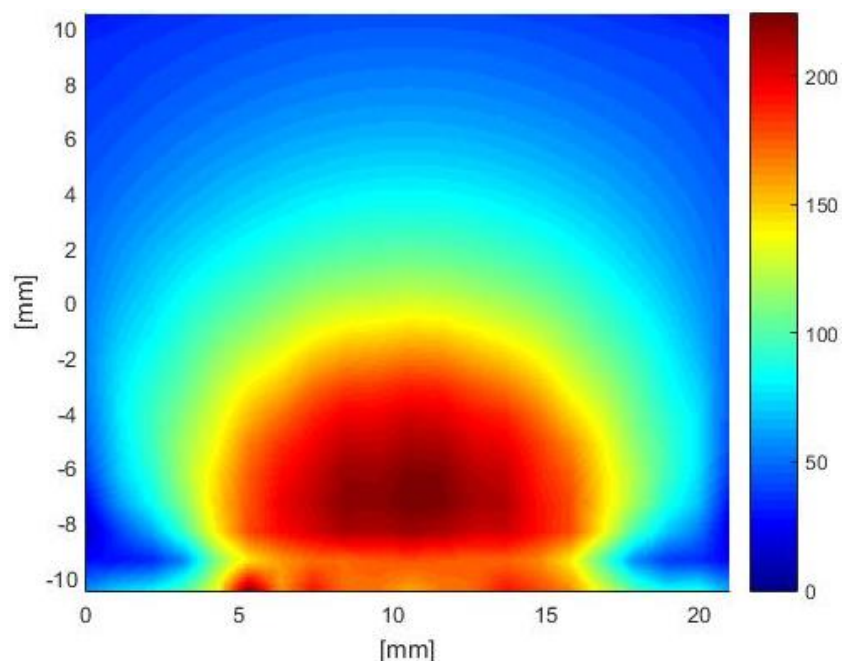


**Figura 5.37** Distribuição de tensão equivalente de Von Mises (MPa) na roda após resfriamento da roda após frenagem de 72 kW no sétimo ciclo de rolamento, seção longitudinal.

## 5.6 Fadiga

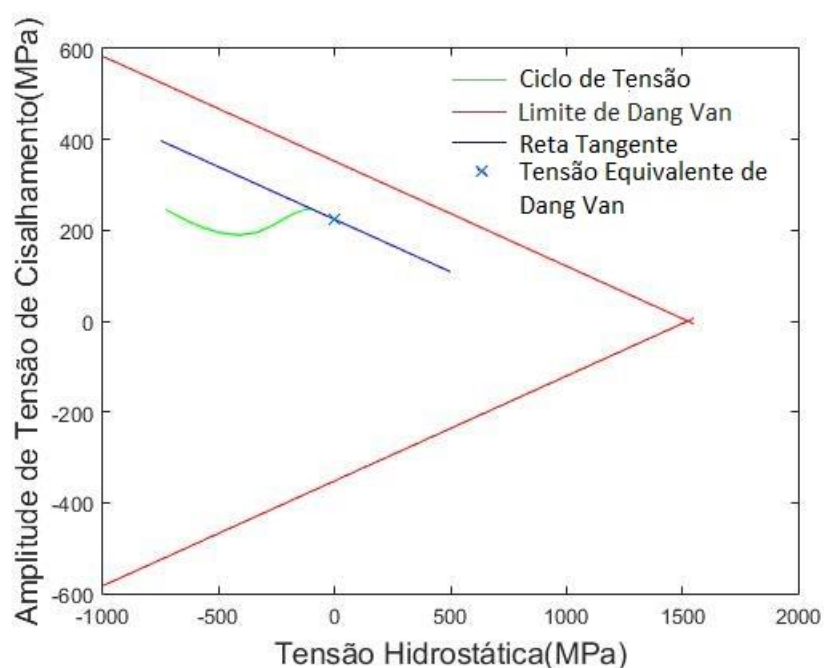
Após a simulação do rolamento nas diversas condições, foram extraídos os tensores de tensão dos nós na região mais próxima ao contato (Figura 4.15). Ao todo, se obteve o histórico de tensões no último ciclo de 421 nós durante 61 instantes de tempo. Os históricos de tensão são usados para calcular o tempo até a nucleação de uma trinca utilizando o critério de fadiga multiaxial de alto ciclo de Dang Van.

Primeiramente, o critério foi aplicado para os resultados de tensão extraídos do modelo de roda sem tensões residuais. A máxima tensão equivalente de Dang Van foi plotada para cada ponto usados na análise (Figura 5.38). O ponto mais crítico se deu a 3 mm da superfície e o plano crítico obtido nesse ponto se deu com ângulos de  $\phi_{dv}=45^\circ$  e  $\theta_{dv}=90^\circ$ . O valor máximo da tensão equivalente de Dang Van foi de  $\tau_{DV}^*=224$  MPa.



**Figura 5.38** Distribuição de tensão equivalente de Dang Van (MPa) na roda sem tensões residuais

Para avaliar a fadiga, é necessário avaliar o ciclo de tensões no plano crítico. A Figura 5.39 mostra a tensão de cisalhamento em relação à tensão hidrostática. O número de ciclos foi calculado pelo critério de Dang Van modificado. O resultado obtido foi de  $N=5,4 \cdot 10^5$  ciclos.

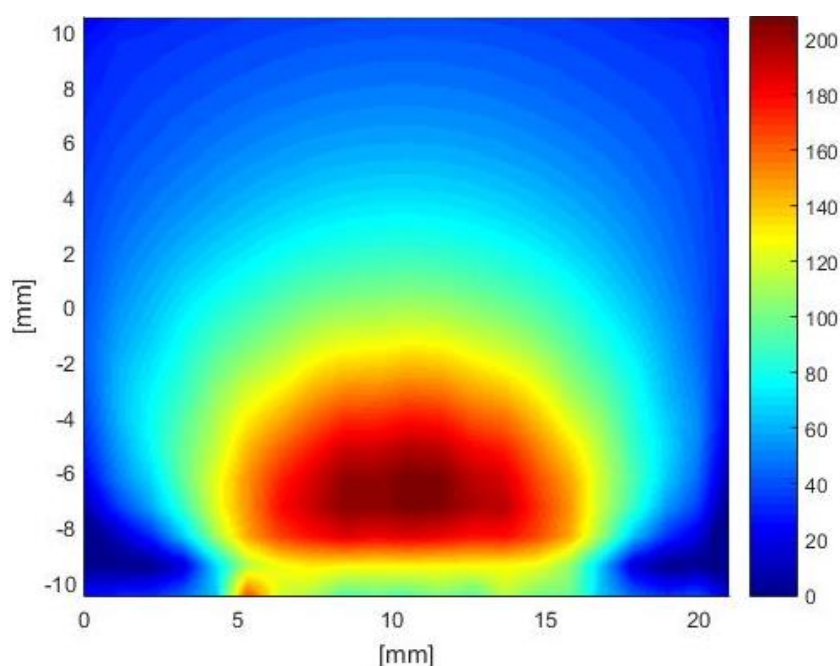


**Figura 5.39** Critério de Dang Van em função da tensão de cisalhamento e tensão hidrostática para a roda sem tensões residuais

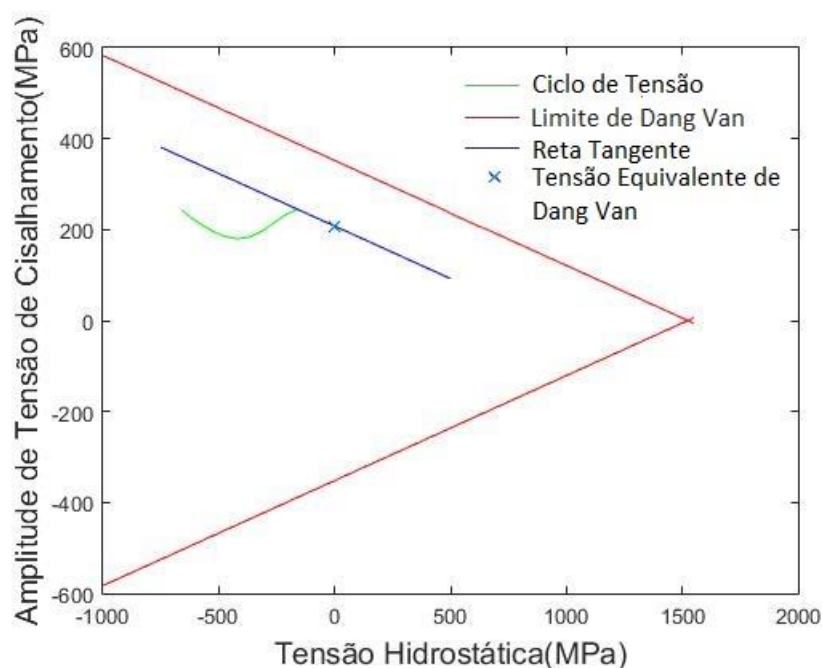
Para o modelo com tensões residuais provenientes do tratamento térmico, o ponto crítico se deu a 4 mm da superfície, com plano crítico se dando com mesmos ângulos do caso anterior. A Figura 5.40 mostra a distribuição de tensão de Dang Van. A tensão máxima de Dang Van foi menor nesse caso, foi de  $\tau_{DV}^* = 208$  MPa.

Nos dois casos a tensão máxima se dá em um ponto subsuperficial. No caso sem tensões residuais, os valores de tensão próximas à superfície são próximos ao valor máximo de tensão na subsuperfície. No caso com tensões de tratamento térmico, os valores superficiais de tensão se distanciam do valor máximo.

O ciclo de tensões cisalhantes e hidrostáticas é mostrado na Figura 5.41. O número de ciclos até a nucleação nesse caso foi de  $N = 1,1 \cdot 10^6$  ciclos. O número de ciclos é maior já que a tensão máxima de Dang Van é menor.



**Figura 5.40** Distribuição de tensão equivalente de Dang Van (MPa) na roda com tensões residuais provenientes do tratamento térmico



**Figura 5.41** Critério de Dang Van em função da tensão de cisalhamento e tensão hidrostática para a roda com tensões residuais provenientes do tratamento térmico

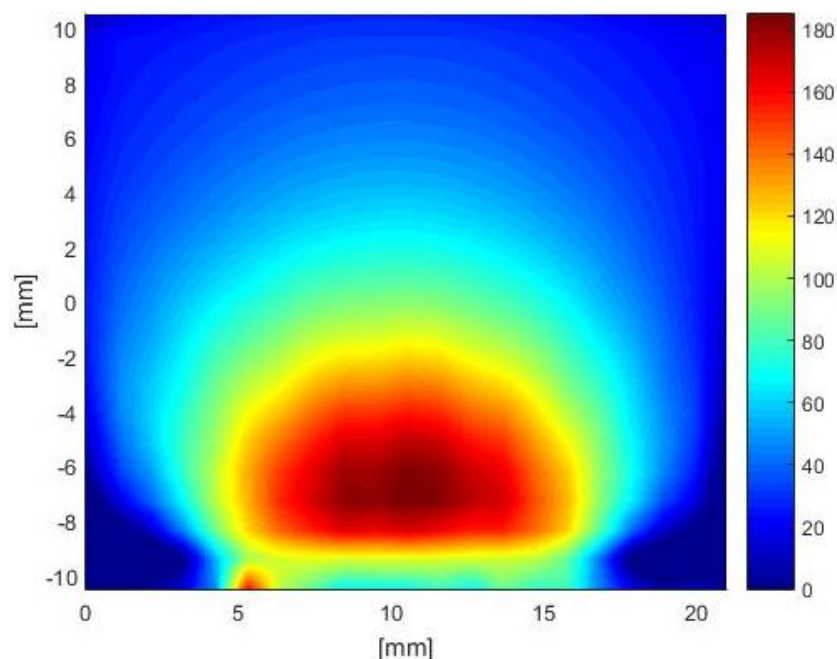
Os tensores de tensão também foram extraídos no último ciclo de rolamento com a roda quente após a frenagem de 36 kW e da frenagem de 72 kW. Como a roda não está à temperatura ambiente são usados critérios de fadiga uniaxial diferentes. As propriedades são obtidas a partir da interpolação dos valores da Tabela 4.5 e da Tabela 4.6 para a temperatura média na região da roda em que ocorre o rolamento e as maiores tensões.

Para a frenagem de 36 kW, a temperatura média na região próxima ao contato foi de 159°C. A tensão compressiva nesta região, devido ao aquecimento da roda, faz com que a tensão equivalente de Dang Van máxima tenha um valor mais baixo que o obtido com a roda com temperatura ambiente. O valor calculado foi de  $\tau_{DV}^* = 185$  MPa.

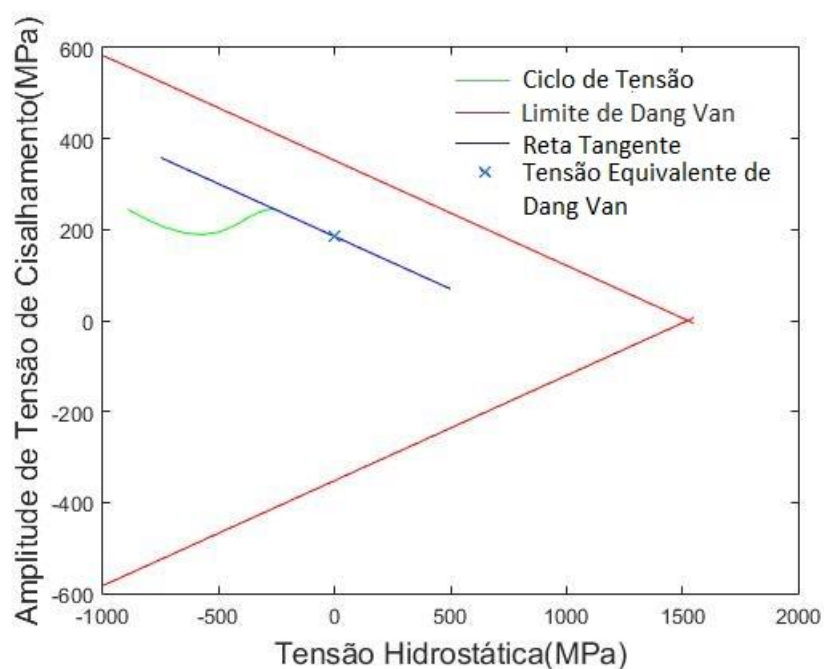
O número de ciclos foi encontrado a partir da relação entre a tensão máxima de Dang Van e as propriedades modificadas pela nova temperatura na roda. O número de ciclos foi de  $N = 3,6 \cdot 10^6$  ciclos, valor maior que o calculado para a roda em temperatura ambiente. O ponto mais crítico neste caso se deu a uma distância de 3 mm da superfície.



A Figura 5.42 mostra a distribuição da tensão equivalente de Von Mises em uma seção transversal da roda e a Figura 5.43 mostra o ciclo de tensão.



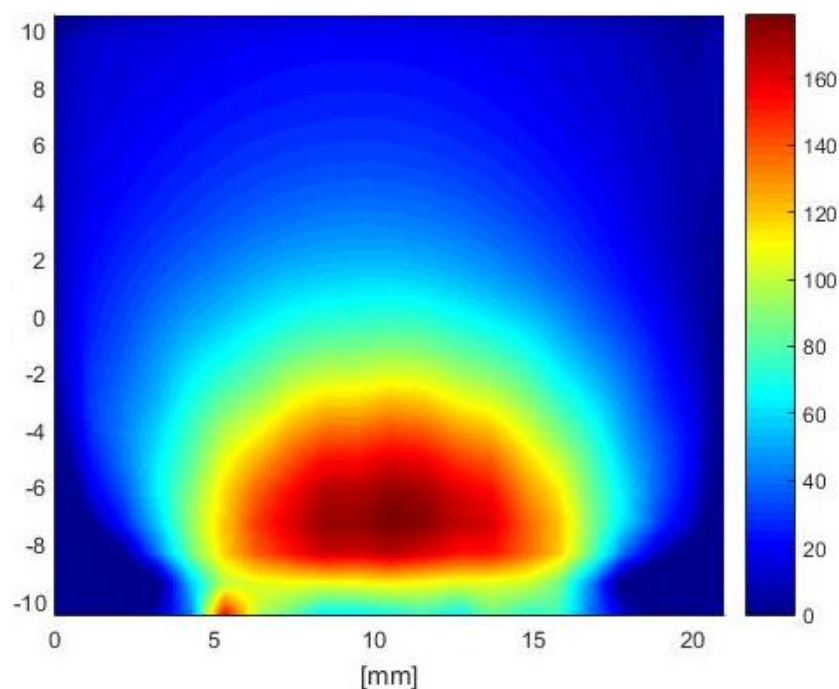
**Figura 5.42** Distribuição de tensão equivalente de Dang Van (MPa) na após frenagem de 36 kW



**Figura 5.43** Critério de Dang Van em função da tensão de cisalhamento e tensão hidrostática para a roda após a frenagem de 36 kW

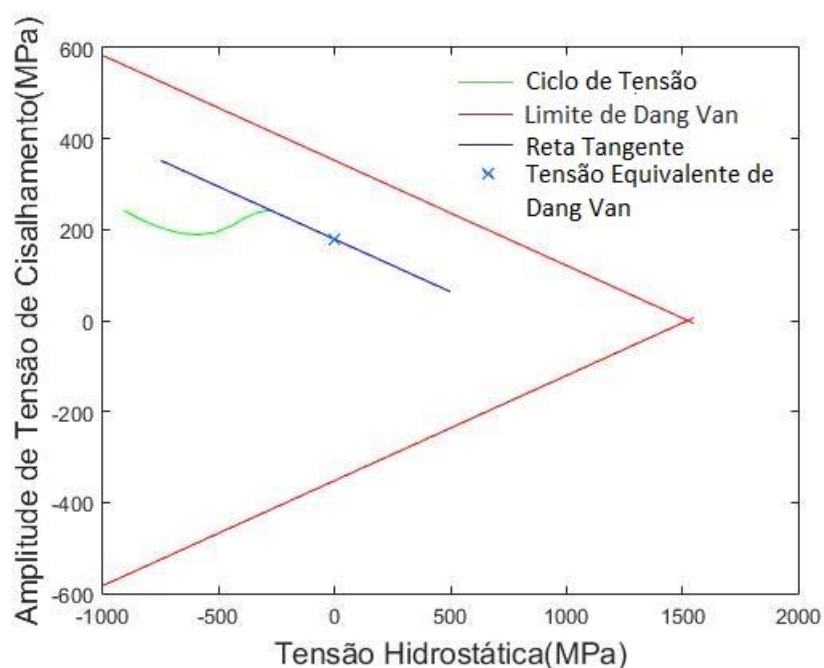
Para a frenagem de 72 kW, a temperatura média na região próxima ao contato foi de 283°C. A região de contato apresenta tensão circunferencial compressiva mais alta

entre todos os modelos. Este foi o caso com menor tensão equivalente de Dang Van com  $\tau_{DV}^* = 179$  MPa.



**Figura 5.44** Distribuição de tensão equivalente de Dang Van (MPa) na após frenagem de 72 kW

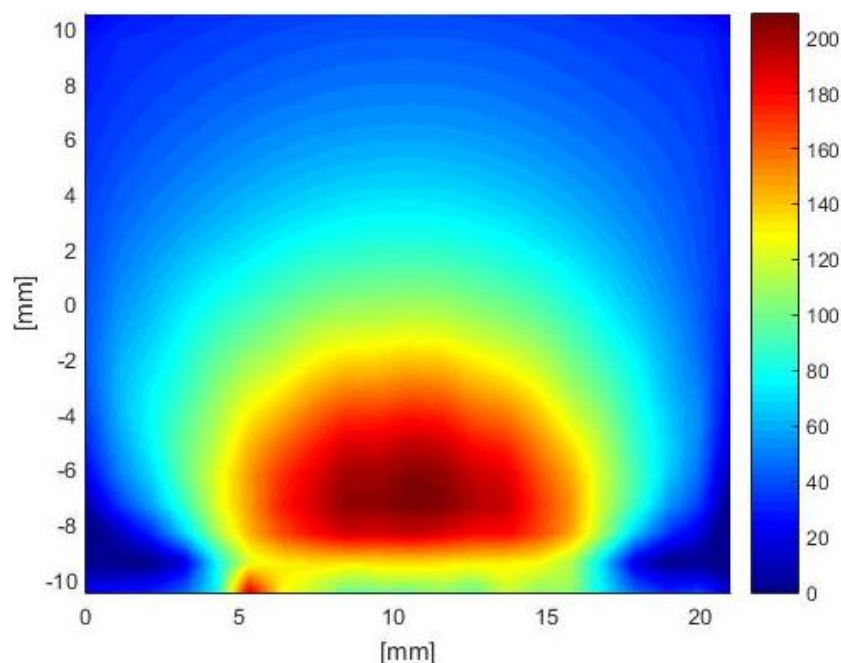
O número de ciclos foi de  $N = 6,0 \cdot 10^6$  ciclos. O ponto crítico, neste caso, se deu a uma distância de 3mm da superfície. A Figura 5.44 mostra a distribuição de tensão de Dang Van na roda e a Figura 5.45 mostra a curva de tensão de cisalhamento e hidrostática na roda devido ao rolamento e sua aplicação no critério de Dang Van.



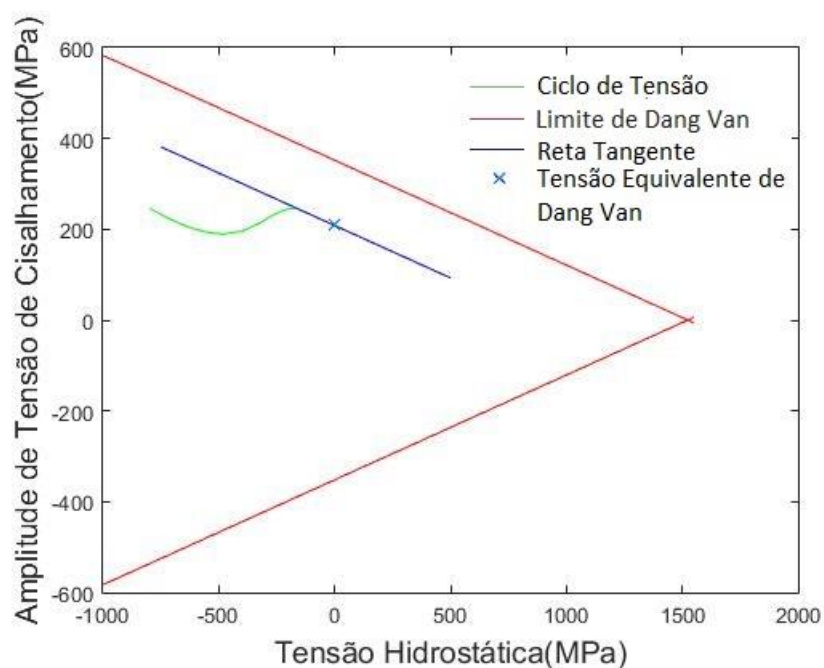
**Figura 5.45** Critério de Dang Van em função da tensão de cisalhamento e tensão hidrostática para a roda após a frenagem de 72 kW

Por fim, foi feita a análise da vida em fadiga das rodas após o resfriamento. Para o caso do resfriamento após a frenagem de 36 kW, os resultados foram muito próximos dos obtidos no modelo com tensões residuais de tratamento térmico. Isto aconteceu, pois, a frenagem não foi severa o suficiente para mudar a distribuição de tensões residuais na roda, como mostrado.

A máxima tensão equivalente de Dang Van foi obtida em um ponto a 3mm da superfície e teve valor  $\tau_{DV}^* = 208$  MPa. O número de ciclos foi de  $N = 1,0 \cdot 10^6$ . A distribuição da tensão de Dang Van na roda pode ser vista na Figura 5.46. A curva de tensão hidrostática pela cisalhante aplicada no critério de Dang Van está apresentada na Figura 5.47.



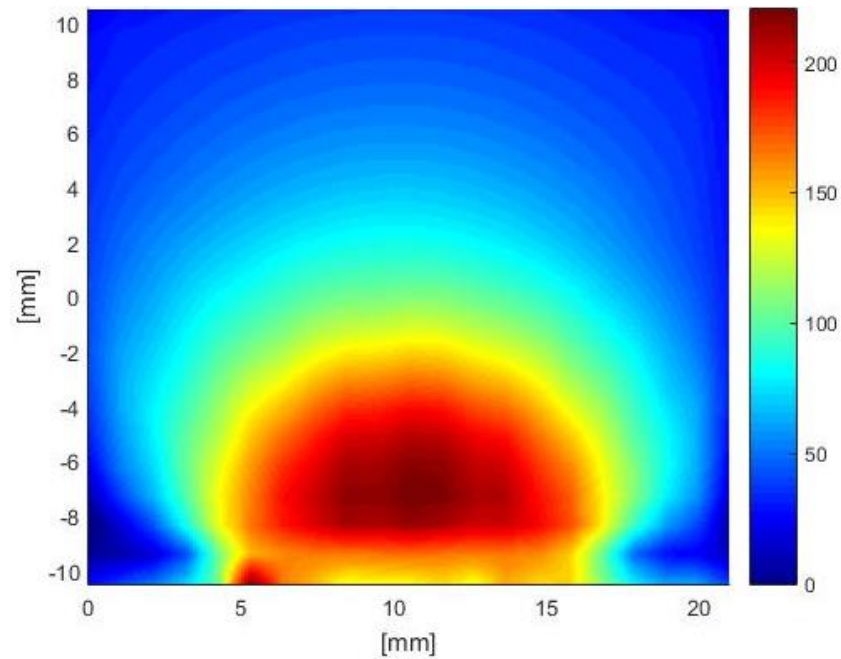
**Figura 5.46** Distribuição de tensão equivalente de Dang Van (MPa) na após resfriamento da frenagem de 36 kW



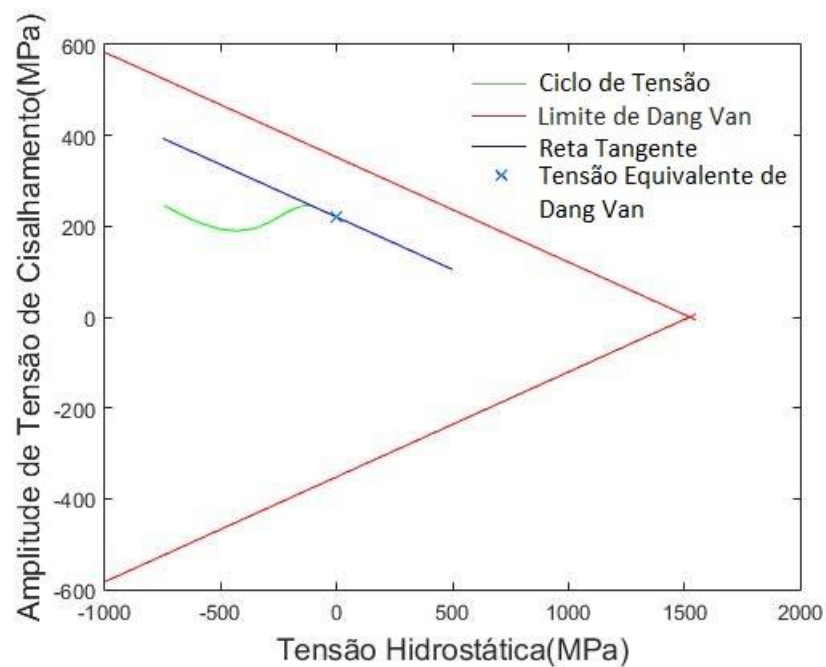
**Figura 5.47** Critério de Dang Van em função da tensão de cisalhamento e tensão hidrostática para a roda após resfriamento da frenagem de 36 kW

A segunda situação de frenagem foi suficiente para modificar a distribuição de tensões residuais. Com isso, os resultados para fadiga não foram os mesmos que na primeira situação. O ponto mais crítico se deu a 3 mm da superfície e o plano se deu nos mesmos ângulos que para todo os casos anteriores. O valor de tensão de Dang

Van máximo foi de  $\tau_{DV}^* = 220$  MPa. A Figura 5.48 mostra distribuição da tensão equivalente de Dang Van na roda.



**Figura 5.48** Distribuição de tensão equivalente de Dang Van (MPa) na após resfriamento da frenagem de 72 kW



**Figura 5.49** Critério de Dang Van em função da tensão de cisalhamento e tensão hidrostática para a roda após resfriamento da frenagem de 72 kW

Pelo critério de Dang Van modificado foi calculado o número de ciclos para este caso. O número calculado foi de  $N=6,3 \cdot 10^5$  ciclos. A Figura 5.49 mostra a curva de tensão cisalhante pela tensão hidrostática.

A Tabela 5.2 resume todos os resultados de fadiga obtidos para todos os modelos de rolamento simulados.

**Tabela 5.2** Resumo dos resultados de fadiga para todos os modelos

Modelo	Plano Crítico	Distância da superfície do ponto crítico	Tensão Máxima de Dang Van (MPa)	Número de Ciclos para iniciação da trinca
Sem Tensão Residual	$\phi = 45^\circ$ $\theta = 90^\circ$	3 mm	224	$5,4 \cdot 10^5$
Tensão Residual após tratamento Térmico de Fabricação	$\phi = 45^\circ$ $\theta = 90^\circ$	4 mm	208	$11 \cdot 10^5$
Tensão Residual após frenagem de 36 kW- roda quente	$\phi = 45^\circ$ $\theta = 90^\circ$	3 mm	185	$36 \cdot 10^5$
Tensão Residual após frenagem de 36 kW- roda resfriada	$\phi = 45^\circ$ $\theta = 90^\circ$	3 mm	208	$10 \cdot 10^5$
Tensão Residual após frenagem de 72 kW- roda quente	$\phi = 45^\circ$ $\theta = 90^\circ$	3 mm	179	$60 \cdot 10^5$
Tensão Residual após frenagem de 72 kW- roda resfriada	$\phi = 45^\circ$ $\theta = 90^\circ$	3 mm	220	$6,3 \cdot 10^5$

## 5.7 Discussão dos resultados

Comparando o modelo sem tensões residuais com o modelo com tensões residuais provenientes do processo de tratamento térmico de fabricação, é possível

ver que a vida em fadiga do segundo modelo é quase duas vezes maior. Isto evidencia a importância do tratamento térmico para a segurança da roda.

A tensão de compressão translada a curva de tensão hidrostática e cisalhante para a esquerda no gráfico que representa o critério de Dang Van. Com isso, a reta tangente essa curva cruza o eixo vertical em um ponto mais baixo de tensão, o que leva a tensão equivalente de Dang Van máxima a ser menor e, consequentemente, a vida em fadiga maior.

Esse mesmo resultado foi obtido por Lima (2018) e por Fumes (2014), que também utilizaram um modelo completo da roda para analisar a fadiga na roda com e sem tensões residuais. Santos (2008) também fez a mesma análise de fadiga, entretanto usou um submodelo da roda para simular o rolamento. Em seus resultados, a vida em fadiga da roda se reduz com as tensões residuais de tratamento térmico. Entretanto para rolar o submodelo com tensões residuais da roda sobre o trilho, foram utilizados os deslocamentos nodais do modelo geral sem tratamento o que causa distorção nas tensões obtidas, o que pode ter levado a este resultado.

Na distribuição de tensão equivalente de Dang Van na roda sem tensões residuais (Figura 5.38), é possível observar que o nível de tensão próximo à superfície da pista de rolamento da roda é próximo ao da tensão máxima. O mesmo não acontece com nenhum outro modelo porque, ao ocorrer o tratamento térmico, surge tensões compressivas no aro da roda. Estas tensões são mais intensas próximo à superfície de rolamento e diminuem a intensidade ao se aproximar do centro. Ou seja, o efeito positivo das tensões compressivas em relação à nucleação de trincas é maior quanto mais próximo da superfície.

Quando a roda esquenta e resfria, o nível de tensões residuais pode ser alterado. Isto influencia diretamente na vida em fadiga da roda. Entre os dois casos de frenagem, apenas um deles alterou significativamente o estado de tensão na roda.

Na frenagem de 36 kW as tensões residuais na roda quase não mudaram, e consequentemente os resultados de fadiga também foram aproximadamente os mesmos que no modelo de tratamento térmico. Já na frenagem de 72 kW houve

modificação significativa das tensões residuais. Próximo à pista de rolamento houve inversão de tensão, quando as tensões que eram de compressão passaram a ser de tração. Isto levou a uma vida em fadiga menor, evidenciando que uma condição de frenagem como essa deve ser evitada e que o procedimento de frenagem pode sim influenciar na vida em fadiga. Ressalte-se que o nível de aquecimento (frenagem) imposto é bastante elevado para uma ferrovia como as encontradas em nosso país. Frenagens de cerca de um terço desse valor são encontradas em algumas ferrovias de carga.

Este mesmo fenômeno de inversão de tensão foi observado nas simulações numéricas de Johnson ( 1977) e Santos (2004). Entretanto, estes impuseram frenagens ainda mais severas que as estudadas neste trabalho.

As simulações de rolamento com a roda quente apresentaram, em ambos os casos de frenagem, uma vida maior do que quando a temperatura da roda é a ambiente. Entretanto é necessário um cuidado maior para interpretar estes resultados. Quando a roda aquece, o limite de escoamento diminui. Ao ser aplicado o rolamento há mais deformação plástica o que alivia as tensões na região do contato. Estes fatores fazem que a tensão equivalente de Von Mises próximo ao contato com o trilho seja menor com a roda mais quente. Isto leva a uma intensidade de tensão menor, o que, conseqüentemente, leva à uma tensão equivalente de Dang Van mais baixa.

As propriedades de fadiga utilizadas para o cálculo da vida são sensíveis à temperatura. Por isso, comparar a vida em fadiga em temperaturas elevadas não é tão simples. Uma tensão máxima de Dang Van menor não resulta necessariamente em uma vida maior. Apesar de uma tensão de Dang Van menor, as propriedades de fadiga podem ser tais que seus limites se reduzem a ponto da vida em fadiga ser menor. Infelizmente, as propriedades de fadiga para o material da roda classe C são difíceis de encontrar na literatura. As propriedades usadas para isso foram obtidas a partir de interpolação dos valores encontrados na Tabela 4.5 e na Tabela 4.6. Estes valores são encontrados primordialmente em duas fontes, Santos (2008) e Moyar (1991). Entretanto, não se sabe se o material nas duas fontes é o mesmo. Os valores não são encontrados para as mesmas temperaturas, o que exige algumas interpolações para a obtenção das propriedades usadas no cálculo da vida.



As propriedades do material são muito importantes para uma análise precisa do efeito da temperatura na fadiga de contato na roda. Entretanto, como foi visto, não é possível confirmar se as propriedades condizem com o caso real neste momento, o que dificulta a análise dos resultados. No momento, estão sendo realizados ensaios para a determinação de propriedades à quente do material Classe C. Os resultados alimentarão futuras análises utilizando a mesma metodologia.

## 6 CONCLUSÕES

Este trabalho buscou avaliar o efeito do aquecimento durante a frenagem na vida até o surgimento de trincas em rodas ferroviárias pelo critério de Dang Van. Os resultados obtidos, mostram que atingiu plenamente o objetivo proposto. No trabalho, foram apresentados os resultados de simulação do rolamento de uma roda ferroviária em um trilho sob diversas condições de operação. Isto permitiu o cálculo da vida em fadiga da roda para cada situação.

O trabalho também mostrou que todos os modelos de operação propostos atingiram o *shakedown* elástico em poucos ciclos. Os modelos com tensão residual mais alta atingiram a estabilização mais rápido ainda, que já havia tensões prévias.

Comparando a vida em fadiga de cada modelo, é possível afirmar que as tensões residuais de compressão geradas no processo de fabricação levaram a roda a uma vida maior. Além disto, o ponto em que se inicia a trinca é mais próximo ao centro da roda nestes casos. Isto acontece porque as regiões mais próximas à superfície da pista da roda são as que possuem as maiores tensões compressivas e, logo, são as que se beneficiam mais desta propriedade.

As tensões residuais devidas ao tratamento térmico foram tensões compressivas na região do aro da roda. Quanto mais próximo da pista de rolamento, maior o caráter compressivo das tensões residuais. A frenagem de 36kW por 500 segundos não chegou a ser suficiente para mudar a distribuição de tensão original na roda. Já a frenagem de 72kW por 500 segundos diminuiu as tensões compressivas na roda. Isso levou a uma vida significativamente menor que sem a aplicação de freio com essa intensidade.

O resultado mostra que situações de frenagem severa podem ter um impacto muito relevante para a fadiga de contato com rolamento em uma roda ferroviária. Uma sapata presa é um caso típico que pode causar tal aquecimento. Nestas situações críticas, a frenagem e o aquecimento gerado por ela são suficientes para que a compressão circunferencial na roda seja reduzida. Como todos os resultados

mostraram, o efeito de compressão no aro da roda ajuda a aumentar a vida da roda e o inverso a reduz.

Utilizando o procedimento adotado nesta dissertação é possível refinar a análise já feita com propriedades do material mais representativas das rodas empregadas no Brasil. Isso porque as propriedades se mostraram bastante sensíveis às variações de temperatura. Estudos nesse sentido têm sido conduzidos pelo grupo de pesquisa.

## **6.1 Sugestão para trabalhos futuros**

Uma consequência direta da discussão dos resultados obtidos indica que são necessários ensaios para determinar as propriedades de fadiga para o material da roda classe C em diversas temperaturas. Isto possibilitará alimentar o modelo feito neste trabalho com essas novas propriedades e, por consequência, possibilita aprimorar os modelos propostos e os resultados obtidos sobre o efeito da temperatura na fadiga de contato em rodas.

Um segundo trabalho extremamente necessário é a determinação dos modelos de encruamento mais adequados para a descrição do comportamento elastoplástico do material. Este trabalho foi feito com tudo o que é, pela literatura, mais indicado para essa abordagem. Entretanto, ainda não estão concluídos e publicados estudos específicos para a aplicação no contato roda-trilho. Tais resultados permitiriam, também, aprimorar os resultados obtidos neste trabalho.

Por fim, como neste trabalho são considerados apenas os esforços verticais no contato, seria importante incluir também os esforços dinâmicos tangenciais ao contato, que devem ter um efeito significativo nos resultados. Outros trabalhos no grupo de pesquisa estão sendo concluídos com essa finalidade. Tão logo os resultados possam ser adaptados para inclusão no procedimento descrito nesse trabalho, os modelos desenvolvidos representarão mais fielmente o que está sendo modelado.

## Referências Bibliográficas

AAR M-107/M-208. **Manual of Standards and Recommended Practices Wheels and Axles**. 2011.

ALMEIDA, L. P. F. **Estudo do desgaste por deslizamento de pares metálicos empregados no contato roda-trilho**. 2017. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal do Espírito Santo.

ANTF. Associação Nacional dos Transportadores Ferroviários. Acessado em 18 de junho de 2018.  
URL: <http://www.antf.org.br/>

BARROW, K. Pilbara's heavyweight champion flexes its muscles. **Rail Journal** . 2015.  
URL: <http://m.railjournal.com/index.php/australia-nz/pilbaras-heavyweight-champion-flexes-its-muscles.html>

BASQUIN, O. The exponential law of endurance tests. **ASTM**, 1910.

BERNASCONI, A. Efficient algorithms for calculation of shear stress amplitude and amplitude of the second invariant of the stress deviator in fatigue criteria applications. **International Journal of Fatigue**, v. 24, p. 649–657, 2002.

BERNASCONI, A. et al. An integrated approach to rolling contact sub-surface fatigue assessment of railway wheels. **Wear**, v. 258, p. 973–980, 2005.

BHARGAVA, V.; RUBIN, C. A. An elastic-plastic finite element model of rolling contact; part 1: analysis of single contact. **Transactions of ASME, Journal of applied mechanichs**, v. 52, n. March 1985, p. 67–75, 1985a.

BHARGAVA, V.; RUBIN, C. A. An elastic-plastic finite element model of rolling contact; part 1: analysis of single contact. **Transactions of ASME, Journal of applied mechanichs**, v. 52, n. 84, p. 67–75, 1985b.

CNT. **Confederação Nacional do Transporte**. Acessado em 18 de junho de 2018.  
URL: <http://www.cnt.org.br/>

DANG VAN, K. et al. Criterion for High Cycle Fatigue Failure Under Multiaxial Loading. **Biaxial and Multiaxial Fatigue**, 1989.

DANG VAN, K.; GRIVEAU, B.; MESSAGE, O. On a new multiaxial fatigue limit criterion theory and application. **Mechanical Engineering Publications**, 1989.

EKBERG, A.; ÅKESSON, B.; KABO, E. Wheel/rail rolling contact fatigue - Probe, predict, prevent. **Wear**, v. 314, n. 1–2, p. 2–12, 2014.

EKBERG, A.; BJARNEHED, H.; LUNDÉN, R. A fatigue model for general rolling contact with application to wheel/rail damage. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, v. 18, n. 10, p. 1189–1199, 1995.

FUMES, F. G. **Estudo comparativo entre critérios de fadiga multiaxial aplicados ao contato roda-trilho**. 2014. Dissertação (mestrado). Universidade Estadual de Campinas.

GORDON, J.; PERLMAN, B. Estimation of Residual Stresses in Railroad Commuter Car Wheels Following Manufacture. **U.S. Department of transportation, Federal Railroad Administration, Washington, DC, USA**, n. June, p. 91 pp., 2003.

HERTZ, H. R.; JONES, D. .; SCHOTT, G. . Miscellaneous papers. **Macmillan and Co. Ltd**, v. 92, p. 156–171, 1896.

IEMA. **1º Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas do Transporte Ferroviário de Cargas**. Instituto de Energia e Meio Ambiente. Acessado em 18 de junho de 2018.  
URL: <http://www.energiaeambiente.org.br/>

JOHNSON, M. R. .; WELCH, R. E.; YEUNG, K. S. Analysis of Thermal Stresses and Residual Stress Changes in Railroad Wheels Caused by Severe Drag Braking. n. February 1977, p. 18–23, 1977.

KALKER, J. J. On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction. **Wear**, v. 11, n. 4, p. 303, 1967.

KALKER, J. J. Simplified theory of rolling contact. **Mechanical and aeronautical engineering and shipbuilding**, p. 0–5, 1973.

KIANI, M.; FRY, G. T. Fatigue analysis of railway wheel using a multiaxial strain-based critical-plane index. **Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures**, v. 41, n. 2, p. 412–424, 2018.

LIMA, E. DE A. **Modelo Numérico Elastoplástico de Rolamento para Obtenção da Vida em Fadiga de Rodas Ferroviárias**. 2018. Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual de Campinas.

MASOUDI NEJAD, R. **Using three-dimensional finite element analysis for simulation of residual stresses in railway wheels**. Elsevier Ltd, 2014. v. 45

MINICUCCI, D. J. **Avaliação de Tensões por Ultra-som no Aro de Rodas Ferroviárias Forjadas Novas – Classe C**. 2003. Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual de Campinas.

MOYAR, G. J.; STONE, D. H. An analysis of the thermal contributions to railway wheel shelling. **Wear**, v. 144, n. 1–2, p. 117–138, 1991.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4ed. ed. Bookman Editora, 2013.

PAPADOPOULOS, I. Critical Plane Approaches in High-Cycle Fatigue: on the Definition of the Amplitude and Mean Value of the Shear Stress Acting on the Critical Plane. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, v. 21, n. 3, p. 269–285, 1998.

SANTOS, AUTELIANO ANTUNES; ROZA, L. C., RODRIGUES, F. **Variação do Coeficiente de Atrito em Sapatas Ferroviárias e sua Influência sobre o Processo de Frenagem**. COBEM. **Anais...**1997

SANTOS, A. A. **Determinação do coeficiente Global de transferencia de Calor em Rodas Ferroviárias**. 1996, Tese (Doutorado). Univerisdade Estadual de Campinas.

SANTOS, F. de C. **Modelo numérico elastoplástico de contato com rolamento aplicado à análise de fadiga de rodas ferroviárias**. p. 222, 2008. Tese (Doutorado). Universidade Estaudal de Campinas

SANTOS, G. F. M. **Avaliação de tensões residuais causadas por superaquecimento em rodas ferroviárias utilizando acustoelasticidade**. 2014. Dissertação (Mestrado). Univerisdade Estadual de Campinas.

SCHUTZ, W. A History of Fatigue. **Engineering Fracture Mechanics**, v. 88, n. 1, p. 1–8, 1996.

SPANGENBERG, L. Über das verhalten der metalle bei wiederholten anstrengungen. **Ernst & Korn**, 1875.

SRIVASTAVA, J. P. et al. Rolling contact fatigue life of rail for different slip conditions. **Latin American Journal of Solids and Structures**, v. 14, n. 12, p. 2243–2264, 2017.

SRIVASTAVA, J. P.; SARKAR, P. K.; RANJAN, V. Contact Stress Analysis in Wheel–Rail by Hertzian Method and Finite Element Method. **Journal of The Institution of Engineers (India): Series C**, v. 95, n. 4, p. 319–325, 2014.

TAO, G. et al. Effects of wheel–rail contact modelling on wheel wear simulation. **Wear**, v. 366–367, p. 146–156, 2016.

TELLISKIVI, T.; OLOFSSON, U. Contact mechanics analysis of measured wheel – rail. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F- Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 215, p. 65–73, 2001.

VAKKALAGADDA, M. R. K.; VINEESH, K. P.; RACHERLA, V. Estimation of railway wheel running temperatures using a hybrid approach. **Wear**, v. 328–329, p. 537–551, 2015.

VERNERSSON T. Temperatures at railway tread braking. Part 1: modelling. **Institution of Mechanical Engineers; Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 221, p. 167–182, 2006.

VERNERSSON, T. Temperatures at railway tread braking. Part 2: Calibration and numerical examples. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 221, n. 4, p. 429–442, 2007.

VERNERSSON, T.; LUNDÉN, R. Temperatures at railway tread braking. Part 3: Wheel and block temperatures and the influence of rail chill. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 221, n. 4, p. 443–454, 2007.

VOLLEBREGT, E. A. H.; WILDERS, P. FASTSIM2: A second-order accurate frictional rolling contact algorithm. **Computational Mechanics**, v. 47, n. 1, p. 105–116, 2011.

WÖHLER, A. Bericht über die Versuche, welche auf der Königl. Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn mit Apparaten zum Messen der Biegung und Verdrehung von Eisenbahnwagen-Achsen während der Fahrt angestellt wurden. In: **Zeitschrift für Bauwesen**. 1858. p. 641–652.

WU, L. et al. Thermo-elastic-plastic finite element analysis of wheel/rail sliding contact. **Wear**, v. 271, n. 1–2, p. 437–443, 2011.