



**FABIANO GONZAGA FUMES**

# **Estudo comparativo entre critérios de fadiga multiaxial aplicados ao contato roda-trilho**

32/14

**CAMPINAS**

**2014**



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

**FABIANO GONZAGA FUMES**

# **Estudo comparativo entre critérios de fadiga multiaxial aplicados ao contato roda-trilho**

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 FABIANO GONZAGA FUMES  
E ORIENTADA PELO  
PROF. DR. AUTELIANO ANTUNES DOS SANTOS JUNIOR

  
.....  
ASSINATURA DO(A) ORIENTADOR(A)

**CAMPINAS**

**2014**

iii

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

F961e Fumes, Fabiano Gonzaga, 1986-  
Estudo comparativo entre critérios de fadiga multiaxial aplicados ao contato  
roda-trilho / Fabiano Gonzaga Fumes. – Campinas, SP : [s.n.], 2014.

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

1. Rodas de vagões. 2. Materiais - Fadiga. 3. Método dos elementos finitos. 4.  
Mecânica do contato. 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:** A comparative study of multiaxial fatigue criteria applied to the wheel-rail contact

**Palavras-chave em inglês:**

Railcar wheels

Materials - Fatigue

Finite element method

Contact mechanics

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

**Titulação:** Mestre em Engenharia Mecânica

**Banca examinadora:**

Auteliano Antunes dos Santos Júnior [Orientador]

Carlos Alberto Bandeira Guimarães

Marco Lúcio Bittencourt

**Data de defesa:** 20-02-2014

**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**

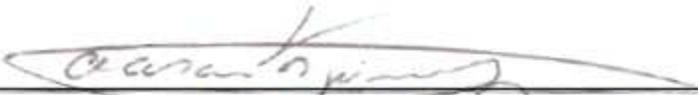
**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO**

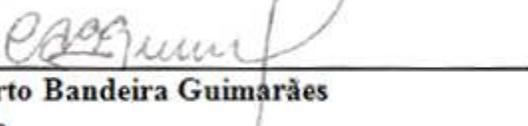
**Estudo comparativo entre critérios de fadiga  
multiaxial aplicados ao contato roda-trilho**

Autor: Fabiano Gonzaga Fumes

Orientador: Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior, Presidente**  
**DSI / FEM / Unicamp**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Carlos Alberto Bandeira Guimarães**  
**DGT / FEC / Unicamp**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt**  
**DSI / FEM / Unicamp**

Campinas, 20 de fevereiro de 2014.

Dedico este trabalho às pessoas mais importantes de minha vida: à minha mãe Natalina pelo exemplo de vida, força e coragem; à Andréa pelo incentivo, paciência e caminhada em conjunto; à minha irmã Vanessa pela parceria em todos os momentos, bons ou difíceis; ao meu pai por tudo que me ensinou e, acima de tudo, vem nos ensinando.

## **Agradecimentos**

Agradeço ao Prof. Auteliano, meu orientador, cujo auxílio e orientação foram essenciais para que este trabalho fosse concluído com êxito, bem como por ter despertado em mim a vontade de prosseguir as pesquisas acadêmicas no tema. Que esta parceria ainda possa render muitos frutos e conquistas.

Ao Sérgio Silva, pelo apoio e abertura inicial para que este trabalho pudesse ser realizado.

Ao Francisco, cuja ajuda foi imprescindível no aprendizado de muitos dos tópicos presentes neste trabalho.

À 3M do Brasil que possibilitou e incentivou a realização da fase final deste trabalho.

Agradeço àqueles que direta ou indiretamente participaram de alguma fase da realização deste trabalho.

*"A persistência é o menor caminho para o êxito"*

*(Charles Chaplin, 1889-1977)*

## Resumo

FUMES, Fabiano Gonzaga, *Estudo comparativo entre critérios de fadiga multiaxial aplicados ao contato roda-trilho*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2014, 129p., Dissertação de Mestrado

Este trabalho apresenta a comparação entre os diversos critérios de fadiga multiaxial de alto ciclo aplicados ao problema de contato roda-trilho. Para isto, é utilizado um modelo elastoplástico tridimensional de elementos finitos capaz de permitir o cálculo tanto das tensões geradas pelo rolamento de uma roda livre de tensões residuais de fabricação como de uma roda que contenha as tensões residuais provenientes do processo de tratamento térmico, obtidas através de uma simulação térmico-estrutural. Estes dois cenários são avaliados segundo critérios de fadiga multiaxial baseados tanto em planos críticos, como Dang Van, Matake e McDiarmid, quanto nos baseados em invariantes do tensor de tensões, como Sines, Crossland e Kakuno Kawada. Pela natureza da fadiga de contato, que não possui condição de vida infinita, é estimado para cada critério um número de ciclos para o aparecimento das trincas. Como resultado, observa-se que para alguns critérios como Dang Van, Sines e Kakuno-Kawada, a vida em fadiga é beneficiada pelo processo de tratamento térmico, enquanto para os demais, as tensões residuais de fabricação provocam uma redução no número de ciclos para o aparecimento das trincas.

*Palavras-chave:*

- Rodas ferroviárias, Fadiga multiaxial, Contato roda-trilho, Método dos elementos finitos

## **Abstract**

FUMES, Fabiano Gonzaga, *A comparative study of multiaxial fatigue criteria applied to the wheel-rail contact*, Campinas: Faculty of Mechanical Engineering, State University of Campinas, 2014, 129p, Master's Thesis

This work presents a comparison of different high cycle multiaxial fatigue criteria, applied to wheel- rail contact. For this, it is used a three-dimensional elastoplastic finite element model able to calculate stresses generated by the rolling of a wheel free of residual stresses from manufacturing process and also by a wheel containing the residual stresses from heat treatment process, generated by a thermal-structural simulation. These two scenarios are evaluated according to multiaxial fatigue criteria based on critical planes, as Dang Van, Matake and McDiarmid, and also based on the invariants of the stress tensor, as Sines, Crossland and Kakuno Kawada. Due to the nature of rolling contact fatigue, which has no condition of infinite life, a number of cycles for crack appearance are estimated for each criterion. It can be notice that for some criteria, such as Dang Van, Sines and Kakuno-Kawada, fatigue life is benefited by the heat treatment process, while for others the residual stresses from manufacturing promote a reduction in the number of cycles.

Keywords:

- Railcar wheels, Multiaxial fatigue, Wheel-rail contact, Finite element method

## Lista de figuras

|   |    |
|---|----|
| Figura 1.1- Competição modal no transporte de carga segundo a distância percorrida e peso de carga - (CONFEDERAÇÃO NACIONAL DOS TRANSPORTES, 2013) .....                          | 1  |
| Figura 1.2 - Processo de fadiga de contato sobre roda ferroviária - (EKBERG E SOTKOVÁZKI, 2001).....  | 2  |
| Figura 1.3 - Processo de fadiga de contato sobre trilho ferroviário - (KALOUSEK, 2002).....   | 3  |
| Figura 3.1 - Vetor tensão em um corpo de geometria arbitrária.....  | 16 |
| Figura 3.2 - Estado de tensões em elemento cúbico infinitesimal .....   | 17 |
| Figura 3.3 - Tensões em elemento tetraédrico (INÁCIO, 2008).....  | 18 |
| Figura 3.4 - Decomposição do vetor normal nas componentes cartesianas .....   | 18 |
| Figura 3.5 - Gráfico característico de material plástico sob tensão uniaxial.....   | 23 |
| Figura 3.6 - Efeito Bauschinger.....  | 24 |
| Figura 3.7 - Modelo perfeitamente plástico sob tensão uniaxial.....   | 25 |
| Figura 3.8 - Modelo bilinear de encruamento sob tensão uniaxial.....  | 25 |
| Figura 3.9 - Modelo não linear de encruamento sob tensão uniaxial .....   | 26 |
| Figura 3.10 - Modelo multilinear de encruamento sob tensão uniaxial .....   | 26 |
| Figura 3.11 - Comparação entre superfícies de escoamento segundo os critérios de Von Mises e Tresca - (a) Estado tridimensional e (b) estado plano de tensões (SURESH, 1991)..... | 29 |
| Figura 3.12 - Encruamento isotrópico - (MALAVOLTA, 2008).....   | 30 |
| Figura 3.13 - Encruamento cinemático - (MALAVOLTA, 2008) .....  | 31 |
| Figura 3.14 - Encruamento combinado - (MALAVOLTA, 2008).....  | 33 |
| Figura 3.15 - Tipos de resposta ao rolamento .....  | 34 |

|   |    |
|---|----|
| Figura 4.1 - Representação gráfica de força cíclica sobre um corpo.....                                     | 36 |
| Figura 4.2 - Padrão típico de um gráfico S-N .....  | 37 |
| Figura 4.3 - Esquema das bandas de escorregamento para formação de inclusões e exclusões ...                | 39 |
| Figura 4.4 - Vestígios superficiais da evolução das trincas - Adaptado de Meyers e Chawla (2009) .....      | 40 |
| Figura 4.5 - Estágios de crescimento das trincas de um material - Adaptado de Meyers e Chawla (2009) .....  | 40 |
| Figura 4.6 - Representação geométrica do critério de Dang Van.....  | 47 |
| Figura 4.7 - Estimativa da vida em fadiga para o critério de Dang Van .....                                 | 48 |
| Figura 4.8 - Cálculo da vida a partir do limite estimado o critério de Dang Van .....                       | 49 |
| Figura 4.9 - Tensões normais e de cisalhamento em um plano arbitrário $\Delta$ .....                        | 50 |
| Figura 4.10 - Variação dos vetores de tensão normal e de cisalhamento durante o ciclo $\Omega$ .....        | 51 |
| Figura 5.1 - Processo de tratamento térmico .....   | 61 |
| Figura 5.2 - Modelo tridimensional da roda.....   | 62 |
| Figura 5.3- Modelo tridimensional discretizado.....   | 63 |
| Figura 5.4 - Carregamentos térmicos no processo de têmpera.....   | 64 |
| Figura 5.5 - Modelo de contato roda-trilho .....  | 66 |
| Figura 5.6 - Modelo de contato discretizado, com destaque para a região do rolamento .....                  | 67 |
| Figura 5.7 - Elementos de contato.....  | 68 |
| Figura 5.8 - Curva de tensão-deformação do material utilizado no modelo de contato.....                     | 69 |
| Figura 6.1 – Temperaturas (a) e tensões circunferenciais (b) após têmpera .....                             | 72 |
| Figura 6.2 - Temperaturas (a) e tensões circunferenciais (b) após revenimento.....                          | 73 |
| Figura 6.3 - Temperaturas (a) e tensões circunferenciais (b) após resfriamento.....                         | 74 |
| Figura 6.4- Resultado de simulação das tensões residuais devido ao tratamento termico - (Santos, 2003)..... | 75 |

|   |    |
|---|----|
| Figura 6.5 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após simulação estática.....  | 77 |
| Figura 6.6 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após 1 ciclo .....  | 78 |
| Figura 6.7 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após 3 ciclos.....  | 79 |
| Figura 6.8 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após 5 ciclos.....  | 80 |
| Figura 6.9 - Evolução da deformação plástica em função do tempo, em nó com máximo valor de deformação plástica .....  | 81 |
| Figura 6.10 - Tensão de Von Mises em função da deformação plástica, para um nó de máxima deformação plástica após 6 ciclos .....                                | 82 |
| Figura 6.11 - Tensão de Von Mises em função da deformação total, para um nó de máxima deformação plástica após 6 ciclos .....                                   | 82 |
| Figura 6.12 - Tensões residuais ao redor do contato, após 6 ciclos .....  | 83 |
| Figura 6.13 - Deformações plásticas, após 6 ciclos.....   | 84 |
| Figura 6.14 - Presença das tensões residuais provenientes do tratamento térmico na simulação estática .....   | 85 |
| Figura 6.15 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após simulação estática.....   | 86 |
| Figura 6.16 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após 1 ciclo .....   | 87 |
| Figura 6.17 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após 3 ciclos.....   | 88 |
| Figura 6.18 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após 5 ciclos.....   | 89 |
| Figura 6.19 - Evolução da deformação plástica em função do tempo, em nó com máximo valor de deformação plástica .....   | 90 |
| Figura 6.20 - Tensão de Von Mises em função da deformação plástica, para um nó de máxima deformação plástica após 6 ciclos .....                                | 91 |
| Figura 6.21 - Região da roda para análise da fadiga multiaxial .....  | 92 |
| Figura 6.22 - Vista isométrica (a) e de topo (b) das tensões equivalentes de Dang Van para cada um dos pontos y-z, em seus correspondentes planos críticos..... | 95 |
| Figura 6.23 - Histórico de tensões para ponto de maior tensão equivalente no plano crítico .....  | 96 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 6.24 - Tensão limite de fadiga no cisalhamento para cálculo do número de ciclos .....  | 97  |
| Figura 6.25 - Vista isométrica (a) e de topo (b) das tensões de cisalhamento para cada um dos pontos y-z, em seus correspondentes planos críticos .....   | 99  |
| Figura 6.26 - Vista isométrica (a) e de topo (b) da distribuição das tensões conforme critério de Sines .....   | 101 |
| Figura 6.27 - Vista isométrica (a) e de topo (b) da distribuição das tensões conforme critério de Crossland .....   | 102 |
| Figura 6.28 - Vista isométrica (a) e de topo (b) da distribuição das tensões conforme critério de Kakuno-Kawada .....   | 103 |
| Figura 6.29 - Vista isométrica (a) e de topo (b) das tensões equivalentes de Dang Van para cada um dos pontos y-z, em seus correspondentes planos críticos.....   | 105 |
| Figura 6.30- Histórico de tensões para ponto de maior tensão equivalente no plano crítico .....   | 106 |
| Figura 6.31 - Tensão limite de fadiga no cisalhamento para cálculo do número de ciclos .....  | 107 |
| Figura 6.32 - Vista isométrica (a) e de topo (b) das tensões equivalentes de Dang Van para cada um dos pontos y-z, em seus correspondentes planos críticos, obtidas através da soma de tensões hidrostáticas térmica e estrutural livre de rolamento..... | 109 |
| Figura 6.33 - Histórico de tensões para ponto de maior tensão equivalente no plano crítico, obtido através da soma de tensões hidrostáticas térmica e estrutural livre de rolamento.....  | 110 |
| Figura 6.34 - Tensão hidrostática limite para cálculo do número de ciclos, para o caso de composição de tensões hidrostáticas .....   | 110 |
| Figura 6.35 - Vista isométrica (a) e de topo (b) das tensões de cisalhamento para cada um dos pontos y-z, em seus correspondentes planos crítico .....  | 112 |
| Figura 6.36 - Vista isométrica (a) e de topo (b) da distribuição das tensões conforme critério de Sines .....   | 114 |
| Figura 6.37 - Vista isométrica (a) e de topo (b) da distribuição das tensões conforme critério de Crossland .....   | 115 |

Figura 6.38 - Vista isométrica (a) e de topo (b) da distribuição das tensões conforme critério de Kakuno-Kawada ..... 116

## Lista de Símbolos

$a$  - Raio da circunferência que define a área de contato de Hertz, dadas duas esferas; ou semi-eixo maior da elipse que define a área de contato de Hertz.

$A$  - área

$A'$  e  $B'$  - Constantes geométricas para cálculo da área de contato de Hertz

$A_x$ ,  $A_y$  e  $A_z$  - projeções da área  $A$  sobre os eixos cartesianos

$E$  - módulo de elasticidade

$F$  - Força sobre um dado elemento ou corpo

$n$  - vetor normal a um dado plano

$n_x$ ,  $n_y$  e  $n_z$  - vetores unitários em  $x$ ,  $y$  e  $z$  respectivamente

$R_{wxx}$ ,  $R_{wyy}$ ,  $R_{rxx}$  e  $R_{ryy}$  - Raios principais de curvaturas de corpos em contato

$T_n$  - Vetor tensão em um dado elemento

$\nu$  - coeficiente de Poisson

$\sigma_a$  - Amplitude de tensão

$\sigma_m$  - Tensão média

$\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{zz}$  - Tensões normais de um dado elemento tridimensional, referentes aos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$  respectivamente

$\sigma_{ij}$  - Tensor de tensões

$\sigma_{y0}$  - Tensão limite de escoamento para caso uniaxial simples

$\Omega$  - Superfície de escoamento

$\sigma_{yb}$  - Tensão limite de escoamento no efeito Bauschinger

$\sigma$  - Componente normal do vetor tensão, com relação a um dado plano de vetor normal  $n$

$\tau$  - Componente tangencial do vetor tensão, com relação a um dado plano de vetor normal  $n$

$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$  - Tensões de cisalhamento de um dado elemento tridimensional

$\theta$  e  $\varphi$  - ângulos de inclinação de um dado vetor  $n$ , com relação ao sistema de coordenadas cartesianas

$\varepsilon_{ii}$  - deformações provocadas pelas tensões normais  $\sigma_{ii}$  (com  $ii = xx, yy$  ou  $zz$ )

$\varepsilon^e$  - Deformação elástica

$\varepsilon^p$  - Deformação plástica

$\gamma_{ij}$  - deformações cisalhantes, devido às tensões cisalhantes  $\tau_{ij}$  (com  $ij = xy, yx, yz, zy, xz, zx$ )

$N_f$  - Número de ciclos

## Sumário

|   |    |
|---|----|
| 1. Introdução.....  | 1  |
| 1.1. Objetivos.....   | 3  |
| 1.2. Organização do trabalho .....  | 4  |
| 2. Revisão bibliográfica.....   | 7  |
| 2.1. Fadiga.....  | 7  |
| 2.2. Fadiga multiaxial .....  | 9  |
| 2.3. Simulação de contato roda-trilho e fadiga multiaxial de contato por rolamento..... | 12 |
| 3. Estado de tensões no contato roda-trilho.....  | 15 |
| 3.1. Estudo das tensões e deformações em regime elástico.....                           | 15 |
| 3.1.1. Estado multiaxial de tensões .....   | 16 |
| 3.1.2. Deformações.....   | 20 |
| 3.2. Plasticidade .....   | 21 |
| 3.2.1. Critérios de escoamento .....  | 26 |
| 3.2.1.1. Critério de Von Mises .....  | 27 |
| 3.2.1.2. Critério de Tresca .....   | 28 |
| 3.2.2. Critérios de encruamento .....   | 29 |
| 3.2.2.1. Encruamento isotrópico.....  | 30 |
| 3.2.2.2. Encruamento cinemático .....   | 31 |
| 3.2.2.3. Encruamento combinado .....  | 32 |
| 3.2.3. Acúmulo de deformação plástica - Rolamento .....                                 | 33 |
| 4. Fadiga multiaxial.....   | 35 |

|            |  |    |
|------------|--|----|
| 4.1.       | Conceitos básicos de fadiga.....   | 35 |
| 4.1.1.     | Nucleação de trincas.....  | 38 |
| 4.1.2.     | Propagação de trincas.....   | 39 |
| 4.2.       | Fadiga Multiaxial.....   | 41 |
| 4.2.1.     | Abordagem por planos críticos.....   | 42 |
| 4.2.1.1.   | Critério de Mataka.....  | 43 |
| 4.2.1.2.   | Critério de McDiarmid.....   | 44 |
| 4.2.1.3.   | Critério de Dang Van.....  | 45 |
| 4.2.1.3.1. | Avaliação das tensões normais e de cisalhamento.....                       | 49 |
| 4.2.2.     | Critérios baseados no invariante do tensor de tensões.....                 | 53 |
| 4.2.2.1.   | Critério de Sines.....   | 55 |
| 4.2.2.2.   | Critério de Crossland.....   | 56 |
| 4.2.2.3.   | Critério de Kakuno-Kawada.....   | 57 |
| 5.         | Simulação numérica de rolamento e fadiga.....                              | 59 |
| 5.1.       | Simulação das tensões residuais devido ao tratamento térmico.....          | 60 |
| 5.1.1.     | Simulação térmica.....   | 61 |
| 5.1.2.     | Simulação térmico-estrutural.....  | 65 |
| 5.2.       | Simulação de contato de rolamento.....                                     | 66 |
| 5.2.1.     | Simulação de contato de rolamento com tensões residuais de fabricação..... | 70 |
| 6.         | Resultados e discussões.....   | 71 |
| 6.1.       | Resultados da simulação do processo de fabricação.....                     | 71 |
| 6.2.       | Resultados da simulação do contato roda trilho.....                        | 75 |
| 6.2.1.     | Roda sem tensões residuais.....  | 76 |
| 6.2.2.     | Roda com tensões residuais.....  | 84 |
| 6.3.       | Resultados da simulação de fadiga.....                                     | 91 |

|          |  |     |
|----------|--|-----|
| 6.3.1.   | Roda livre de tensões residuais .....              | 93  |
| 6.3.1.1. | Critério de Dang Van.....                          | 94  |
| 6.3.1.2. | Critério de Matake .....                           | 97  |
| 6.3.1.3. | Critério de McDiarmid .....                        | 99  |
| 6.3.1.4. | Critérios de Sines, Crossland e Kakuno-Kawada..... | 100 |
| 6.3.2.   | Roda com tensões residuais.....                    | 104 |
| 6.3.2.1. | Critério de Dang Van.....                          | 104 |
| 6.3.2.2. | Critério de Matake .....                           | 111 |
| 6.3.2.3. | Critério de McDiarmid .....                        | 113 |
| 6.3.2.4. | Critérios de Sines, Crossland e Kakuno-Kawada..... | 113 |
| 6.4.     | Síntese dos resultados .....                       | 117 |
| 7.       | Conclusões e próximos passos .....                 | 121 |

## 1. Introdução

As ferrovias representam um meio de transporte muito importante e eficiente, considerando-se critérios como capacidade, velocidade e agressão ao meio ambiente. Neste contexto, dada a dimensão territorial do Brasil e as reduções de custos de escala promovidas pelo modal ferroviário, as companhias deste segmento têm buscado transportar volumes cada vez maiores em suas composições, seja no transporte de cargas ou no transporte de passageiros. Conforme dados divulgados pela Confederação Nacional dos Transportes (2013)(Figura 1.1), verifica-se o predomínio deste meio para grandes distâncias e cargas a serem transportadas.

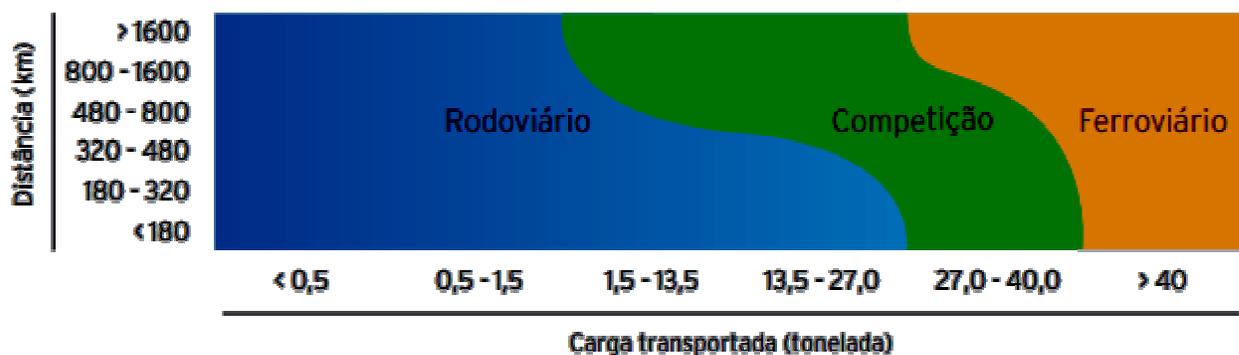


Figura 1.1- Competição modal no transporte de carga segundo a distância percorrida e peso de carga - (CONFEDERAÇÃO NACIONAL DOS TRANSPORTES, 2013)

Com estas crescentes solicitações no volume de carga e distâncias, entender os fenômenos mecânicos que se relacionam às falhas e desgastes de componentes, como a fadiga de contato de rolamento (FCR) na interface roda-trilho é, portanto, de extrema importância. Isto se explica não somente pelos acidentes e consequentes danos físicos e econômicos que podem causar, mas também pela influência sobre a decisão de uso do transporte, o que pode levar as pessoas a optarem pelo transporte rodoviário, que traz os já conhecidos danos ambientais e de qualidade de vida.

Um dos componentes que mais sofrem em função das elevadas solicitações mecânicas é, logicamente, a roda da locomotiva. Segundo Santos (2008), em algumas ferrovias, a carga por eixo pode chegar a 36 toneladas, o que representa 144 toneladas por vagão.

Neste contexto, não somente as falhas consideradas catastróficas devem ser objeto de atenção, mas também aquelas de impacto menor, pois podem alterar a frequência de manutenções e o tráfego de trens.

Um dos problemas provocados pelo carregamento mecânico elevado é conhecido como *shelling* ou escamação. Este fenômeno é explicado pela existência das elevadas cargas agindo sobre uma área muito pequena do componente (área do contato), resultando em uma tensão de compressão que pode exceder o limite de escoamento durante o contato. Após a região deixar o contato, a variação de tensão promove o aparecimento e propagação de trincas. Conforme estas trincas geradas se encontram, pode haver o desprendimento partes inteiras do componente. Este comportamento pode ainda ser potencializado pela frenagem, que aumenta consideravelmente a temperatura, que por sua vez faz com que o material tenha um comportamento distinto, podendo reduzir ainda mais sua resistência mecânica.

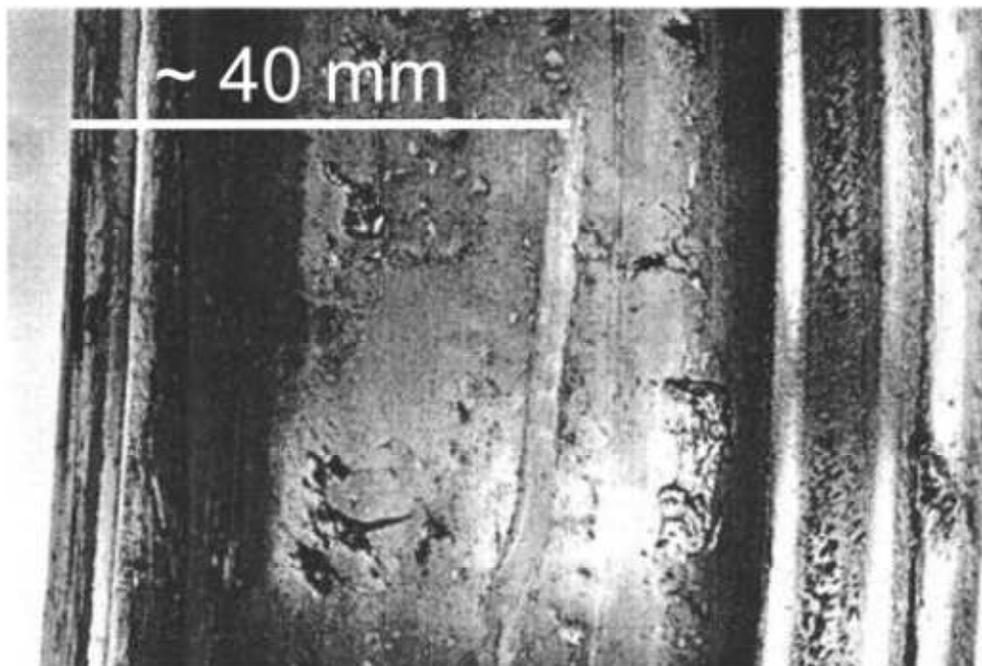


Figura 1.2 - Processo de fadiga de contato sobre roda ferroviária - (EKBERG E SOTKOVASKI, 2001)

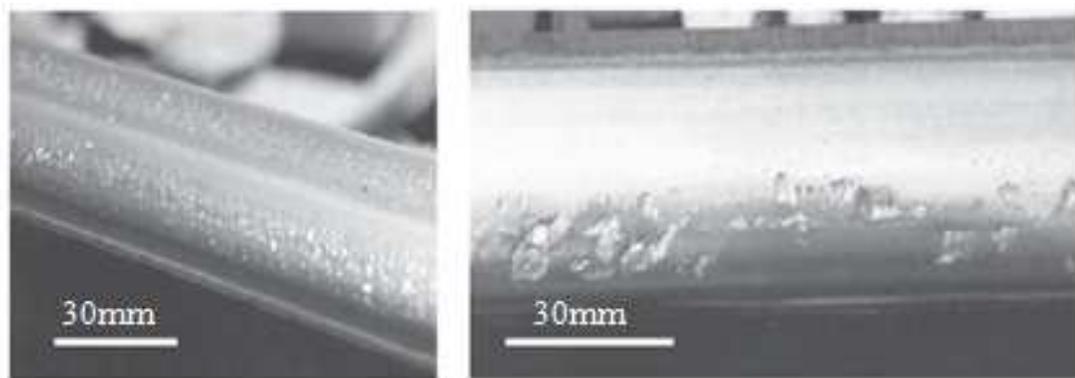


Figura 1.3 - Processo de fadiga de contato sobre trilho ferroviário - (KALOUSEK, 2002)

Sob este contexto, é fundamental estudar e entender os mecanismos de fadiga que podem proporcionar o aparecimento de trincas que, por sua vez, podem levar às falhas citadas acima. Modelar o fenômeno corretamente permitirá projetar rodas e trilhos mais adequados para o emprego no transporte de cargas elevadas, reduzindo o custo e aumentando a segurança.

Os trabalhos clássicos da área de fadiga de contato empregam a metodologia de Dang Van para a avaliação da vida em serviço, como Ekberg, Bjarnehed e Lunden(1995) e Bernasconi et al (2005). No entanto, há diversos outros critérios propostos na literatura para esse fim, alguns desenvolvidos para outras finalidades, como Ciavarella e Monno (2010). Este trabalho pretende comparar os critérios para um caso normal de ferrovia de alta carga e baixa velocidade, como as brasileiras, discutindo as diferenças e permitindo que uma futura validação indique qual o critério mais adequado para uso na modelagem do problema.

## 1.1. Objetivos

Este trabalho tem como objetivo avaliar os diversos critérios de fadiga multiaxial propostos na literatura para aplicação para o problema de contato roda-trilho. Especificamente, serão avaliados os critérios de Dang Van, Matake, McDiarmid, Sines, Crossland e Kakuno Kawada. O

estudo será desenvolvido utilizando elementos finitos para o cálculo das tensões e levará em consideração a plasticidade do material. Como forma de entender o efeito do processo de fabricação, será apresentada a distribuição de tensões decorrente deste, calculada utilizando simulação elastoplástica. O trabalho discute ainda o efeito dessas tensões de fabricação sobre a vida em fadiga das rodas quando submetidas aos carregamentos no contato, com base nos critérios empregados.

## **1.2. Organização do trabalho**

O capítulo 1 apresenta a importância do problema de contato roda-trilho e do estudo da fadiga multiaxial aplicada a este tipo de solicitação. Além disso, são definidos os objetivos deste trabalho e apresentada a forma como os assuntos serão abordados ao longo dos capítulos.

O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica sobre fadiga uniaxial, descrevendo de forma cronológica os principais avanços na área de estudo. Logo após, são listados trabalhos na área de fadiga multiaxial, que tem se mostrado um campo muito fértil de desenvolvimentos até os dias atuais. Muitos dos critérios descritos nesta etapa serão avaliados no decorrer desta dissertação. São ainda descritos trabalhos que aplicam e comparam os critérios de fadiga ao problema de contato roda-trilho, considerando diversas formas de simulação de contato.

O capítulo 3 traz uma introdução teórica à mecânica dos sólidos, descrevendo a teoria básica necessária para a descrição do estado tridimensional de tensões e elasticidade. Como na simulação apresentada no estudo de caso é considerada a plasticidade do material, este tema é também abordado, incluindo critérios de encruamento, escoamento e o acúmulo de deformação plástica, comum em casos de contato roda-trilho.

O capítulo 4 traz uma introdução teórica à fadiga e os mecanismos de formação e propagação de trincas. Na sequência, são descritos diversos critérios de fadiga multiaxial de alto-ciclo, aplicáveis ao caso de fadiga de contato por rolamento para o caso roda-trilho.

O capítulo 5 descreve a aplicação dos conceitos descritos nos capítulos anteriores a um problema de contato roda-trilho, explicitando a construção dos modelos teóricos e analisando aspectos práticos da simulação de contato. É descrita também a construção de um modelo computacional que calcula as tensões residuais de fabricação.

O capítulo 6 apresenta os resultados obtidos, bem como sua análise, com a avaliação das tensões e deformações geradas, tanto pelo processo de fabricação quanto pelo rolamento sobre o trilho. São apresentadas as avaliações da vida em fadiga, considerando-se os diversos critérios de fadiga multiaxial, para uma roda sem e com tensões residuais de fabricação.

O capítulo 7 apresenta a conclusão do trabalho e sugestões para desenvolvimentos futuros no tema.



## **2. Revisão bibliográfica**

O levantamento teórico será apresentado em três partes distintas. A primeira parte diz respeito ao desenvolvimento histórico da fadiga clássica, de caráter uniaxial, que se deu a partir do século XIX e cresceu de forma vertiginosa, tanto em pesquisas experimentais quanto no desenvolvimento de modelos teóricos, até meados do século XX.

A partir dos anos 1950, dá-se o início do desenvolvimento de modelos de fadiga que consideram condições mais complexas de carregamentos cíclicos em diversas direções: a fadiga multiaxial. Na segunda parte é apresentado um levantamento dos principais trabalhos que buscam, a partir de modelos, prever o comportamento dos materiais expostos a altos ciclos de carregamento.

Uma terceira parte do levantamento, e mais focado nos objetivos deste trabalho, investiga os trabalhos que aplicam os modelos de fadiga multiaxial ao problema de contato de rolamento. Para isto, os trabalhos apresentam comparações entre os modelos, bem como aplicam métodos numéricos para investigação dos campos de tensão decorrentes do problema de contato. São trabalhos com elevado grau de aderência ao tema e, dadas as suas datas de publicações, demonstram tratar-se de um problema muito atual e de grande interesse científico.

### **2.1. Fadiga**

Os primeiros resultados publicados que envolvem fadiga datam de 1837, com o alemão Wilhelm Albert, que propôs a construção de uma máquina para teste de correntes transportadoras que apresentavam falhas em serviço. Já em 1842, Rankine discutiu a resistência à fadiga em eixos de locomotivas. Muitos desenvolvimentos nesta época se justificaram pela ocorrência de

acidentes ferroviários, como, por exemplo, um acidente em Versailles que vitimou 60 pessoas, ocorrido devido a quebra de um eixo (SCHÜTZ, 1996).

Segundo Schütz (1996), embora o assunto tenha suas primeiras referências em 1837, o termo “fadiga” é utilizado pela primeira vez em 1854, com Braithwaite, numa análise de falhas de diversos componentes, como eixos, virabrequins, bombas de água, alavancas, entre outros. Este período de 1837 a 1858 é classificado como pré-Wöhler, dada a importância deste autor para os estudos sobre fadiga.

Wöhler, em 1858, afirmou que um material pode ser levado à falha através da aplicação de múltiplos ciclos de cargas, mesmo que estas individualmente sejam menores que o limite resistência mecânica estática do material. Ainda segundo Wöhler, a amplitude de tensão é de extrema importância para a vida em fadiga de um material, embora a tensão média também tenha influência. A famosa curva *S-N*, que representa a tensão em função do número de ciclos que um material resiste tem sua origem nos dados coletados por Wöhler, embora ele próprio nunca tenha plotado estes dados que coletou. Seu sucessor acadêmico, Spangerberg, fez este trabalho. Já a curva de Wöhler, como é conhecida atualmente, seria construída somente em 1910, por Basquin (MATOS, 2010).

Em 1881, um engenheiro alemão da Escola Politécnica de Munique, Bauschinger, estudou o fenômeno da mudança do limite elástico após a aplicação de tensões cíclicas. A este efeito, batizou-se efeito Bauschinger. Já as bandas de deslizamento de uma superfície foram observadas inicialmente por Ewing e Humfrey, em 1903, e este estudo constitui o início da análise de fadiga do ponto de vista microestrutural (STEPHENS ET AL, 2001).

Já em 1920, Griffith desenvolveu as bases da mecânica da fratura. Para isto, demonstrou, através de testes em materiais frágeis, que pequenas trincas, como riscos, bem como seus respectivos tamanhos, reduzem consideravelmente a resistência à quebra. Além disso, descreveu o processo por uma relação matemática (STEPHENS ET AL, 2001).

Outro nome importante, pela vasta quantidade de resultados experimentais obtidos, com trabalhos desenvolvidos a partir da década de 1920, é Gough. Além de estudar os carregamentos de torção e tensão combinados, que teriam grande relevância na fadiga multiaxial, ele iniciou os estudos da influência da rugosidade da superfície do material na fadiga (SCHÜTZ, 1996).

A influência de entalhes na vida em fadiga foi modelada inicialmente por Haigh, no início dos anos 1930, e foi seguida por Neuber, em 1937, em estudos que avaliam a importância das tensões médias nos entalhes (MATOS, 2010).

Em 1945, foi desenvolvido por Miner um dos métodos de acúmulo de dano muito usado até hoje, usando técnicas desenvolvidas anteriormente por Palmgren (STEPHENS ET AL, 2001). Ele somou os danos acumulados ao longo da vida e os relacionou com a vida em fadiga para o material sob análise.

Outro método importante, neste caso para a avaliação da vida em fadiga em baixo ciclo (menos que 1000 ciclos), foi desenvolvido por Coffin e Manson, em 1954. Para isto, eles estudaram a deformação plástica e sua respectiva influência na vida do material (SURESH, 1998).

A partir dos anos 1950, ganharam destaque os trabalhos para modelamento da fadiga multiaxial, que até os dias atuais representa uma área importante de pesquisas, em função da ausência de um critério que leve em conta de forma generalizada as mais diversas formas de solicitação, típicas da fadiga multiaxial. Nas seções a seguir, serão apresentados os trabalhos nesta área, dando atenção especial para a fadiga multiaxial decorrente do contato por rolamento.

## **2.2. Fadiga multiaxial**

Os estudos em fadiga multiaxial tiveram início com um conjunto de dados experimentais levantados e correlacionados por Gough, Pollard e Clenshaw (1951), interessados no projeto de eixos submetidos a esforços combinados. Em seus experimentos, corpos são submetidos a esforços de torção e flexão em fase, levando em consideração características anisotrópicas dos materiais. Através destes testes, os autores chegaram à conclusão que os critérios de falhas estáticas não eram suficientes para descrever os problemas de fadiga, definindo um critério que correlaciona os dados obtidos à equação de uma elipse. Os experimentos conduzidos por Gough

foram de extrema importância nos anos que se seguiram, o que pode ser avaliado pela grande quantidade de critérios propostos que comparam estes dados experimentais às respostas previstas.

Sines (1955) realizou uma revisão dos dados de fadiga multiaxial produzidos até 1955, principalmente os publicados por Gough, para entender a relação entre as tensões cíclicas e as tensões estáticas no processo de fadiga. Com base nestes resultados, Sines verificou que, para que o material resista de  $10^6$  a  $10^7$  ciclos, o aumento nas tensões estáticas de tração está associado a uma menor amplitude de tensão cíclica axial. Isto significa que para uma sollicitação cíclica axial constante, é esperada uma menor vida em fadiga na proporção em que se aumenta a tração estática. Este fenômeno ocorre de forma inversa na compressão estática, ou seja, esta age de forma benéfica à vida em fadiga do material. Além disso, foi verificado que a torção estática não afeta a vida em fadiga de um material sujeito a torções ou flexões cíclicas.

Ainda com base nos dados analisados por Sines, a tensão de tração estática sobre um material sob torção cíclica promove uma redução na sua vida em fadiga. Já a tensão de compressão, em teste realizado pelo autor, promove o efeito contrário, beneficiando a vida em fadiga. Foi proposto, então, um critério que utiliza a amplitude da raiz do segundo invariante do tensor de tensões, e seus resultados foram comparados aos testes de fadiga multiaxial em aço Ni-Cr-Mo realizados por Gough.

Nos testes de validação de seu critério para o caso de um material sob tensão estática de compressão e torção cíclica, Sines utilizou corpos de prova feitos da liga de alumínio 6061-T6 (61S-T6) devido a sua elevada razão entre limite de escoamento e resistência à fadiga, evitando assim que a ocorrência de escoamento sob as sollicitações cíclicas e estáticas prejudicasse a análise. Novamente, os resultados obtidos encontraram aderência à previsão de seu critério.

Findley (1959) definiu um novo critério de fadiga multiaxial, segundo o qual a tensão normal no plano de máxima tensão de cisalhamento tem influência na falha do material. Este critério não é aplicado a esforços de torção e flexão fora de fase. Mataka (1977) propôs um critério muito semelhante ao critério de Findley, sendo distinto somente na determinação do plano crítico, o qual é dado de acordo com a máxima amplitude da tensão de cisalhamento. Para a validação de seus dados, Mataka utiliza corpos de prova feitos de bronze e ferro fundido nodular.

No trabalho de Kakuno e Kawada (1979) os resultados de Sines foram apontados como não totalmente aderentes aos dados experimentais de Gough. Para corrigir esta discrepância, os autores propuseram um novo critério, no qual os efeitos da amplitude e do valor médio da tensão hidrostática foram considerados separadamente. Os resultados encontrados aderiram de forma mais precisa aos dados de Gough para aços carbono, porém não são aplicáveis a elementos com grandes entalhes.

Lee (1985) fez a comparação entre os critérios de fadiga multiaxial e propôs um critério aplicado a esforços de alto-ciclo fora de fase ou em fase, para amplitude de tensão constante. Quando os esforços estão em fase, o critério se resume à elipse descrita pelo critério de Gough.

Um dos critérios mais utilizados nos trabalhos até hoje para o contato roda-trilho foi proposto por Dang Van (1989), pois avalia o início da fadiga em condições de carregamentos multiaxiais complexos. Para o cálculo da tensão equivalente de Dang Van, usada no critério, se faz necessária a determinação do valor da máxima amplitude de tensão de cisalhamento em um ciclo de tensão, o que acarretou uma série de trabalhos sobre a eficiência de diversos métodos matemáticos para este cálculo. Um dos mais eficientes e inequívocos encontrados para este fim é o método da mínima circunferência circunscrita, conforme Papadopoulos (1998) e Bernasconi (2002).

McDiarmid (1991), analisando dados de fadiga de alto-ciclo e realizando testes em corpos de prova feitos de diversas composições de aço, propôs um critério baseado na amplitude de tensão de cisalhamento em um plano crítico e na tensão normal neste mesmo plano. Este critério considera trincas que se propagam ao longo da superfície do material (tipo A), bem como as que penetram no material (tipo B).

Liu (2006) propôs um critério de fadiga multiaxial de alto ciclo, tendo como exemplo de aplicação o contato roda-trilho, baseado na abordagem dos planos críticos, os quais são determinados levando-se em consideração não somente o estado de tensões, mas propriedades do material. O autor considerou o efeito das tensões médias na formação e propagação das trincas. Os resultados obtidos foram comparados a dados experimentais de materiais metálicos de diversas durezas, apresentando boa aderência. O estudo, porém, não avalia carregamentos de amplitude variável.

### **2.3. Simulação de contato roda-trilho e fadiga multiaxial de contato por rolamento**

Muitos esforços vêm sendo empreendidos nos últimos anos para entender o fenômeno da fadiga por contato de rolamento. O primeiro estudo nesta área foi apresentado por Way (1935), que analisou os danos tanto no contato roda-trilho, como também em rolamentos.

Littmann (1969), membro de uma empresa fabricante de rolamentos apresentou um relatório com a distinção entre os principais efeitos da fadiga por rolamento, classificando estes modos de falha e apresenta uma série de documentos que exemplificam seus achados.

Ekberg, Bjarnehed e Lunden (1995) simularam a fadiga de contato de alto-ciclo em um código escrito na linguagem de programação Fortran, para o caso roda-trilho utilizando modelos elásticos e carregamentos obtidos analiticamente através da teoria de Hertz (1896). As tensões sub-superficiais foram calculadas através das equações de Boussinesq. Foram aplicadas diversas magnitudes e posições de carregamentos, de acordo com uma distribuição estatística proposta. Para a análise de início das trincas, foi utilizado o critério de Dang Van.

Segundo Tyfour (1996), usualmente, o estudo das deformações é feito considerando somente condições secas. Já o estudo de fadiga deve considerar a presença de líquidos, que promovem a propagação da trinca. Por isso, o autor estudou o comportamento do contato roda-trilho em condições secas e úmidas, o que reflete a condição real à qual o contato é submetido. Com isto, verificou que quando o número inicial de ciclos em condições secas, ultrapassa um dado limite, a vida em fadiga é reduzida drasticamente. Isto é demonstrado através de uma correlação encontrada, entre o coeficiente de fricção e a vida em fadiga de rolamento, indicando que para valores superiores a 0,25 de fricção nos primeiros ciclos, a vida em fadiga passa a ser comprometida. Isto demonstra o benefício de realizar os primeiros ciclos sob uma condição de lubrificação.

Ainda no ano de 1996, Canon e Pradier (1996) divulgaram um estudo conduzido pelo

Instituto Europeu de Pesquisas Ferroviárias que mostra um levantamento do estado da arte em problemas de fadiga por rolamento, feito devido ao aumento dos problemas por fadiga de contato em trilhos, tanto nos de alta-velocidade quanto nos de carga elevada. O estudo foi realizado em conjunto por sete fabricantes de trilhos e cinco universidades. Entre as constatações do levantamento estão: o aumento no número de casos de problemas por fadiga de contato nos trens de alta velocidade europeus, a falta de uniformidade nas terminologias utilizadas no problema de fadiga por contato nas pesquisas até aquele momento, a falta de laboratórios adequados para reprodução de modelos de contato, a ausência de modelos teóricos confiáveis para serem reproduzidos em laboratório.

Ringsberg (2003) desenvolveu uma ferramenta computacional para análise da fadiga de contato em trilhos sujeitos a cargas elevadas e locomotivas de menor porte. Ele investigou se as tensões residuais provenientes do processo de fabricação do trilho interferem na resposta à fadiga multiaxial deste componente. Para isto, a simulação compara resultados de: trilho sem tensões residuais de fabricação, trilho com tensões residuais do processo de fabricação, medidos em componentes recém-fabricados, e trilhos com tensões residuais medidas após certo tempo de utilização em campo. O método de fadiga utilizado é baseado em deformações, empregando o critério de Palmgren-Miner. Para simular o acúmulo de deformação plástica, foram realizados 8 ciclos de rolamento. Os resultados obtidos mostraram que as tensões residuais são redistribuídas após alguns ciclos de carregamento, causando uma diferença muito pequena na profundidade da falha observada, orientação da trinca formada e tempo para aparecimento da trinca, para os 3 cenários considerados.

Olver (2005), ao analisar os tipos de falha por fadiga de contato por rolamento, avaliou se a fadiga no contato roda-trilho e a de rolamentos podem ser tratadas de forma distinta da fadiga estrutural padrão. Ele observou que há certas diferenças, principalmente nas formas de tensões (tensões localizadas, tensões normais de compressão e tensões não proporcionais), no predomínio da plasticidade e na forma de propagação das trincas que exigem uma abordagem especial na análise destes casos. Não identificou, porém, um método geral aplicável para modelagem destes casos.

Bernasconi et al (2005) realizou uma simulação de contato roda-trilho considerando a dinâmica de um vagão de alta-velocidade que, por sua vez, cria condições de carregamento tanto

lateral quanto vertical na interface entre roda e trilho. Estes contatos foram avaliados de forma elástica, através das rotinas de Kalker. A plasticidade neste caso foi negligenciada por considerar o material sob efeito de *shakedown* elástico. O histórico de tensões foi então usado como dado de entrada para a análise de fadiga, usando o critério de Dang Van. Foi adicionada à tensão hidrostática uma parcela decorrente de tensões residuais (medidas através de raio-X), provenientes tanto do rolamento quanto do processo de fabricação. A tensão equivalente de Dang Van obtida na simulação mostrou aderência adequada a resultados experimentais de fadiga multiaxial, realizados em corpos de provas.

Segundo Ciavarella e Monno (2010), não é totalmente claro em que medida os conceitos de fadiga padrão podem ser extensíveis à fadiga de rolamento. Em seu trabalho, avaliaram e compararam os critérios de Dang Van, Crossland e Papadopoulos, chamando a atenção para os custos computacionais destes métodos, dadas as rotinas de otimização que devem ser utilizadas para encontrar as tensões utilizadas nos critérios.

Conrado e Gorla (2011) avaliaram a influência de fatores térmicos provocados pela fricção entre roda e trilho na fadiga de contato para o caso roda-trilho, utilizando critérios de Dang Van e de Liu-Zenner em um modelo bidimensional de disco sobre um semi-plano. Os resultados foram organizados em mapas semelhantes aos mapas de *shakedown*, porém desta vez indicando a vida em fadiga, revelando uma aderência adequada do critério de Liu-Zenner e uma superestimativa do limite de fadiga de contato no critério de Dang Van. A resistência à fadiga apresentou variação de acordo com o tipo de atrito provocado. Para um atrito provocado por um deslizamento em sentido oposto ao deslocamento da roda, a resistência à fadiga foi impactada negativamente; já para um atrito provocado por um deslizamento no mesmo sentido do movimento da roda, a vida em fadiga foi impactada positivamente.

Ha e Kang (2012) realizaram simulações de contato roda-trilho usando o software *Ansys*<sup>®</sup>, testando diversas condições de carregamentos que simulam trechos em curvas e retas. A simulação não considera o comportamento plástico do material da roda. Os estados de tensão da roda são avaliados de acordo com o critério multiaxial de Crossland e também de acordo com a fadiga uniaxial clássica, indicando que para ambos os critérios a roda encontra-se abaixo do limite de fadiga à flexão. O autor aponta, com base neste resultado que a roda está livre de risco de fadiga e não apresenta, portanto, uma estimativa de vida em fadiga.

### 3. Estado de tensões no contato roda-trilho

Para o estudo da fadiga multiaxial, é de fundamental importância o entendimento do estado de tensões ao qual a roda está submetida, principalmente na região de maior sollicitação mecânica, o que se dá na região próxima ao contato, onde ocorrem os ciclos de rolamento.

Além disso, é necessário apresentar os conceitos sobre algumas das variáveis que serão consideradas na simulação mecânica, como a plasticidade do material, critérios de escoamento e de encruamento, bem como o acúmulo de deformação plástica (*ratchetting*) e acomodação elástica (*shakedown*). Estes assuntos são tratados nas seções a seguir.

#### 3.1. Estudo das tensões e deformações em regime elástico

Dado um corpo deformável sujeito a determinado carregamento, existem diversas interações entre porções interiores do material, que surgem em função do carregamento externo.

Ao se traçar um plano arbitrário que corte o material em duas partes distintas (Figura 3.1), a interface entre estas partes é dada por uma área  $A$ , a qual fica sujeita às forças internas que mantêm o corpo em equilíbrio. Esta área, por sua vez, pode ser reduzida até que tenda a zero, permitindo-se então definir o vetor tensão, dado pela razão entre a força no elemento infinitesimal de área  $A$  e esta área  $A$  (Equação 3.1).

$$T_n = \lim_{A \rightarrow 0} \frac{F}{A} \quad (3.1)$$

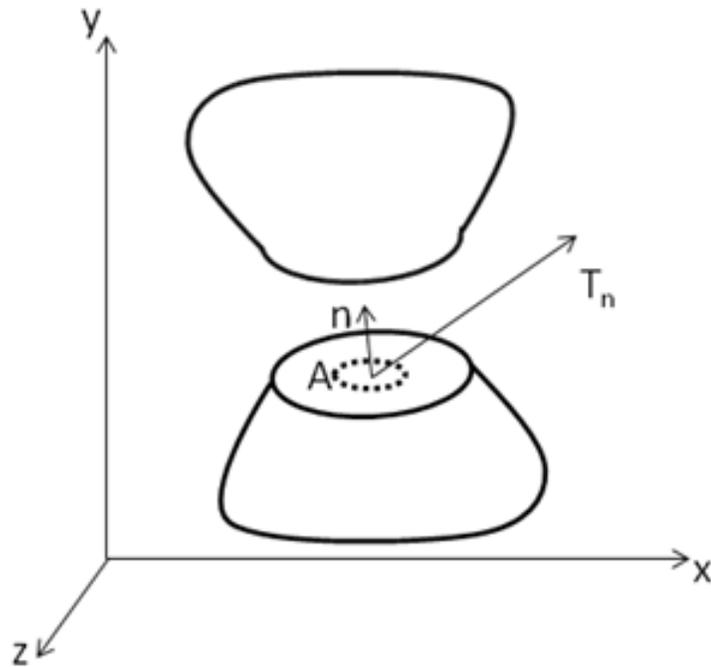


Figura 3.1 - Vetor tensão em um corpo de geometria arbitrária

Esta tensão, por sua vez pode ser decomposta em duas componentes, uma normal  $\sigma$  (na direção do vetor normal da área  $A$ ), e outra componente tangencial  $\tau$ , tensão de cisalhamento. As equações 3.2 e 3.3 descrevem a forma de cálculo dessas tensões a partir da tensão  $T_n$ .

$$\sigma = (T_n \cdot n)n \quad (3.2)$$

$$\tau = T_n - \sigma \quad (3.3)$$

### 3.1.1. Estado multiaxial de tensões

Para o modelamento das tensões em um estado multiaxial, considere-se que o sistema de coordenadas tenha sua origem sobre o ponto  $O$ , com o eixo  $x$  normal ao plano arbitrário que

divide o corpo em duas partes. Desta forma, pode-se decompor o vetor tensão  $T_n$  em três componentes, sendo uma normal e duas cisalhantes, projetadas nos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$  respectivamente. Analogamente, o processo pode ser feito para os planos  $y$  e  $z$  (Figura 3.2).

Pode-se, então, representar um ponto do material por um elemento cúbico, em cujas faces se aplicam as tensões normais e de cisalhamento. Da mesma forma como foi traçado um plano no corpo, conforme Figura 3.1, pode-se traçar um plano arbitrário que corte o elemento cúbico em duas partes, sendo uma delas um tetraedro, conforme representado na Figura 3.3.

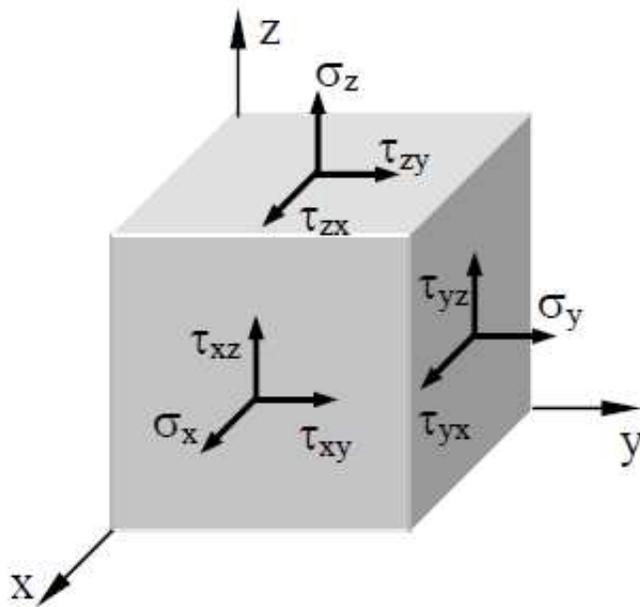


Figura 3.2 - Estado de tensões em elemento cúbico infinitesimal

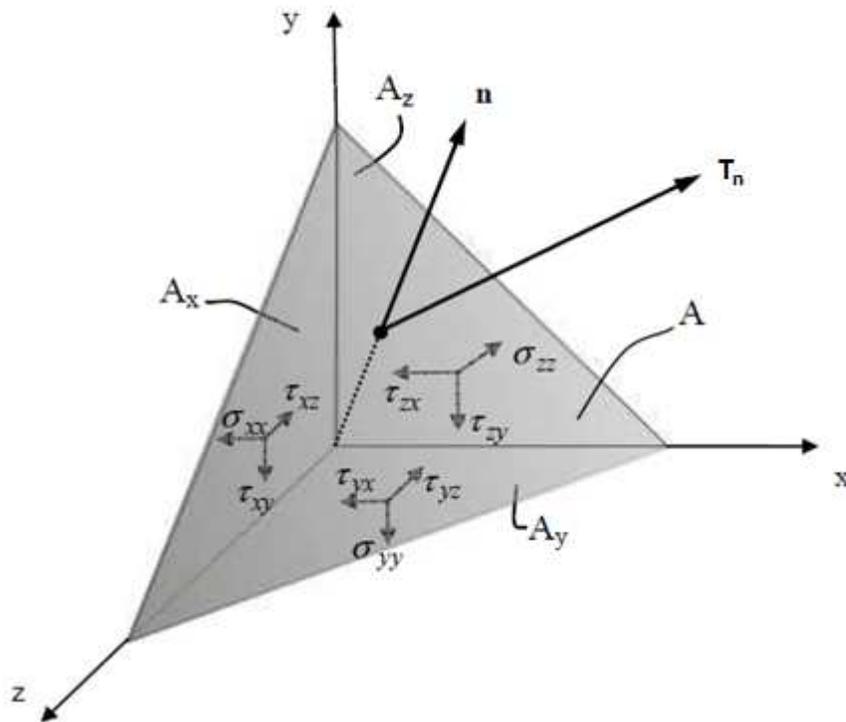


Figura 3.3 - Tensões em elemento tetraédrico (INÁCIO, 2008)

O vetor  $n$ , normal à área  $A$ , pode ser decomposto nos componentes  $n_x$ ,  $n_y$  e  $n_z$  (alinhados ao sistema cartesiano). Estas componentes, por sua vez, podem ser representadas em função do ângulo  $\theta$  e  $\phi$  (Equações 3.4 a 3.6).

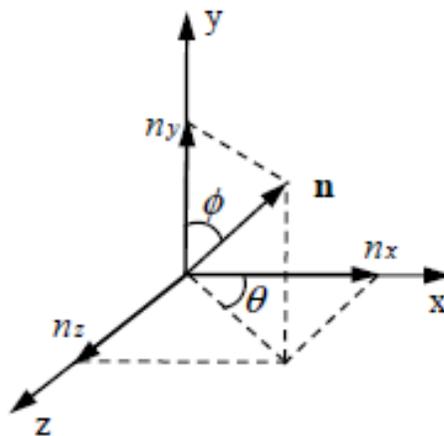


Figura 3.4 - Decomposição do vetor normal nas componentes cartesianas

$$n_x = \sin(\varphi) \cos(\theta) \quad (3.4)$$

$$n_y = \cos(\varphi) \quad (3.5)$$

$$n_z = \sin(\varphi) \sin(\theta) \quad (3.6)$$

Para que a condição de equilíbrio do tetraedro da Figura 3.3 seja respeitada, é necessário que a relação 3.7 abaixo seja válida.

$$TA + T_x A_x + T_y A_y + T_z A_z = 0 \quad (3.7)$$

Dado que as componentes  $A_x$ ,  $A_y$  e  $A_z$  são as projeções da área  $A$  sobre os eixos cartesianos, pode-se reescrever estas áreas em função dos vetores diretores  $n_x$ ,  $n_y$  e  $n_z$ .

$$A_x = A n_x \quad (3.8)$$

$$A_y = A n_y \quad (3.9)$$

$$A_z = A n_z \quad (3.10)$$

Logo, a equação para a tensão  $T$  pode ser escrita da seguinte forma:

$$T_x = \sigma_{xx} n_x + \tau_{xy} n_y + \tau_{xz} n_z \quad (3.11)$$

$$T_y = \tau_{yx} n_x + \sigma_{yy} n_y + \tau_{yz} n_z \quad (3.12)$$

$$T_z = \tau_{zx} n_x + \tau_{zy} n_y + \sigma_{zz} n_z \quad (3.13)$$

Matricialmente, é possível representar o sistema acima de acordo com a equação 3.14.

$$\begin{bmatrix} T_x \\ T_y \\ T_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} \Rightarrow \mathbf{T} = \boldsymbol{\sigma}_{ij} \mathbf{n} \quad (3.14)$$

Desta forma, as tensões no elemento cúbico, infinitesimal, é descrito pela matriz 3x3, denominada tensor de tensões, representada na equação 3.15.

$$\boldsymbol{\sigma}_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

É fácil perceber, ao se verificar o equilíbrio de momentos no elemento cúbico, que  $\tau_{ij} = \tau_{ji}$ . Trata-se portanto de uma matriz simétrica, sendo necessário calcular as 3 tensões principais ( $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{zz}$ ) e as 3 tensões de cisalhamento ( $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$ ,  $\tau_{yz}$ ), para que se tenha uma representação completa das tensões que atuam num ponto do corpo.

### 3.1.2. Deformações

Uma vez determinadas as tensões em cada elemento e considerando-se um comportamento elástico do material, é possível encontrar as deformações associadas ao estado de tensões, através das equações definidas pela Lei de Hooke (Equações Constitutivas – 3.16 a 3.21). Para tanto, é necessário que se conheça o coeficiente de Poisson ( $\nu$ ) e o módulo de elasticidade ( $E$ ) do material.

$$\sigma_{xx} = \frac{E}{1 + \nu} \varepsilon_{xx} + \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} (\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} + \varepsilon_{zz}) \quad (3.16)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{E}{1 + \nu} \varepsilon_{yy} + \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} (\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} + \varepsilon_{zz}) \quad (3.17)$$

$$\sigma_{zz} = \frac{E}{1 + \nu} \varepsilon_{zz} + \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} (\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} + \varepsilon_{zz}) \quad (3.18)$$

$$\tau_{xy} = \frac{E}{2(1 + \nu)} \gamma_{xy} \quad (3.19)$$

$$\tau_{xz} = \frac{E}{2(1 + \nu)} \gamma_{xz} \quad (3.20)$$

$$\tau_{yz} = \frac{E}{2(1 + \nu)} \gamma_{yz} \quad (3.21)$$

Nas equações acima,  $\varepsilon_{ii}$  são as deformações provocadas pelas tensões normais  $\sigma_{ii}$ , enquanto  $\gamma_{ij}$  são as deformações cisalhantes, devido às tensões cisalhantes  $\tau_{ij}$ .

### 3.2. Plasticidade

Entender os mecanismos de deformação plástica é fundamental para que se possa simular o contato roda-trilho, bem como definir como utilizar o estado de tensões correto para a análise de fadiga. Assim, ao abordar o conceito macroscópico de plasticidade, busca-se modelar

matematicamente o comportamento observado dos materiais sob sollicitação mecânica que provoque a plasticidade.

Inicialmente, considere-se um corpo de área inicial  $A$  e comprimento inicial e final  $L_0$  e  $L$ , sob uma sollicitação uniaxial  $F$ . Esta sollicitação provoca uma tensão e uma deformação correspondentes que, como já descrito anteriormente, são dados pelas equações 3.22 e 3.23. Tal aplicação descreve um ensaio de tração, normalizado para a obtenção de propriedades estruturais dos materiais para uso da engenharia.

$$T = \frac{F}{A} \quad (3.22)$$

$$\varepsilon = \frac{L - L_0}{L_0} \quad (3.23)$$

Uma representação gráfica deste ensaio uniaxial, muito comum para a maioria dos metais, apresenta uma região linear (comportamento elástico), seguida de uma região curva (comportamento plástico). O ponto de transição  $A_0$  desta curva define o limite de escoamento do material, representado na figura por  $\sigma_{y0}$ .

Assim sendo, em um dado ponto  $A_1$ , a deformação total do material sob sollicitação será dado por uma parcela elástica  $\varepsilon^e$  e outra plástica  $\varepsilon^p$ , como pode ser observado na Figura 3.5

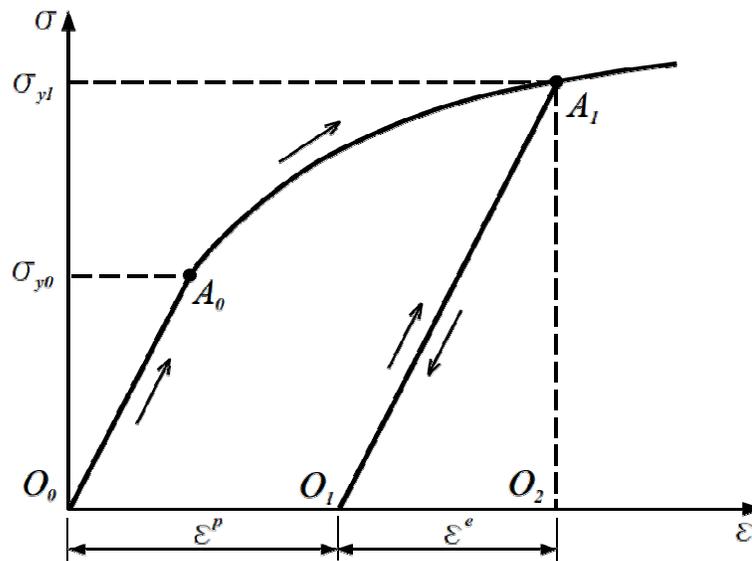


Figura 3.5 - Gráfico característico de material plástico sob tensão uniaxial

A deformação plástica é um processo irreversível dado que, ao retirar-se a sollicitação do material no ponto  $A_1$ , este retorna somente uma quantidade limitada de sua deformação completa, dada justamente pela parcela elástica. Devido a este comportamento dissipativo da energia, a deformação plástica depende do histórico de carregamento, o que faz com que as equações constitutivas que descrevam o fenômeno sejam diferenciais.

Outro ponto muito importante a ser considerado, notadamente para o fenômeno do contato roda-trilho, é a influência da compressão no comportamento do material. Se o material sofre somente a compressão, a curva para muitos metais é muito semelhante à curva da tração uniaxial. Porém, se o material sofre uma sequência de tração acima do limite de escoamento, descarregamento e compressão, o comportamento pode ser diferente, sofrendo o efeito Bauschinger (Figura 3.6). Neste caso, sob compressão o material apresenta uma nova tensão limite de escoamento,  $\sigma_{yb}$ , que em módulo é menor que a tensão limite de escoamento na tração anterior à compressão, dado o encruamento (endurecimento provocado pela deformação plástica) no ponto em análise.

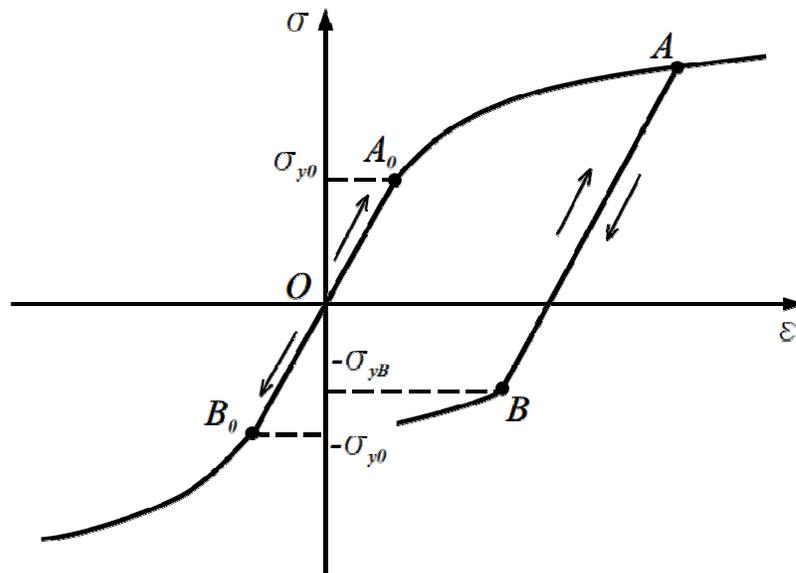


Figura 3.6 - Efeito Bauschinger

Para diferentes tipos de comportamentos de materiais, o encruamento é modelado de maneira distinta. O modelo mais simples se refere ao comportamento perfeitamente plástico, no qual, após atingir a tensão limite de escoamento, a tensão permanece constante à medida que a deformação aumenta (Figura 3.7).

Outro modelo, chamado bilinear, apresenta uma deformação plástica com variação linear (Figura 3.8). Já um terceiro modelo é dado por um comportamento de tensão plástica não-linear (Figura 3.9), comumente representada por uma relação exponencial, com fatores  $K$  e  $\zeta$  (para o exemplo dado) dependentes de características do material (Equação 3.24).

$$\sigma = K\varepsilon^{\zeta} \quad (3.24)$$

O modelo de comportamento do material utilizado neste trabalho é chamado de multilinear, o qual modela a curva tensão-deformação como múltiplos segmentos lineares e a define a partir de uma série de pares ordenados  $(\sigma, \varepsilon)$ , como pode ser observado na Figura 3.10.

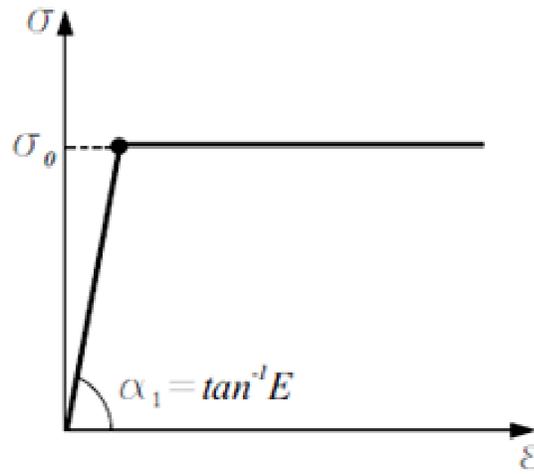


Figura 3.7 - Modelo perfeitamente plástico sob tensão uniaxial

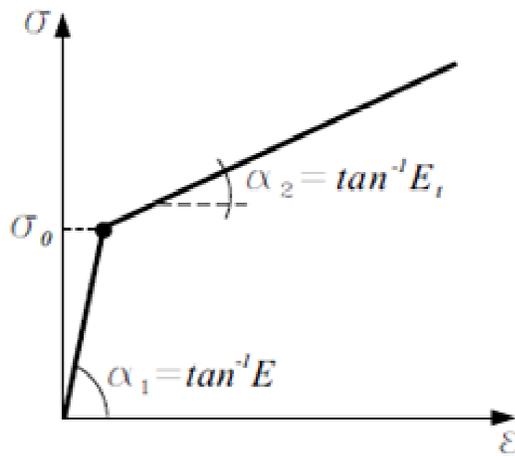


Figura 3.8 - Modelo bilinear de encruamento sob tensão uniaxial

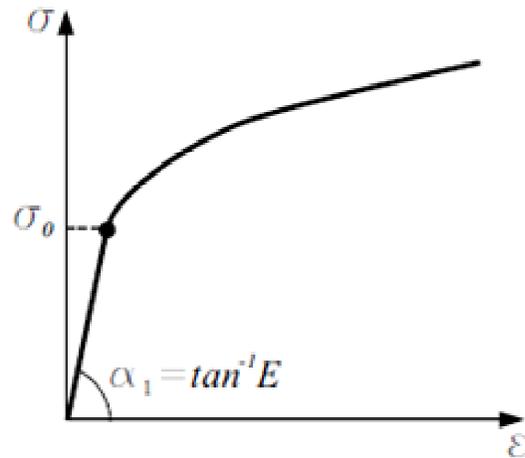


Figura 3.9 - Modelo não linear de encruamento sob tensão uniaxial

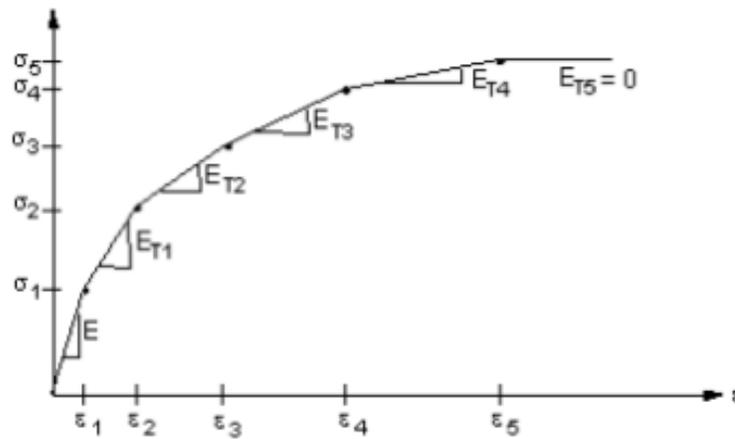


Figura 3.10 - Modelo multilinear de encruamento sob tensão uniaxial

### 3.2.1. Critérios de escoamento

Durante o ensaio de tração uniaxial, o ponto de transição entre o comportamento elástico e o comportamento plástico do material é dado pela tensão de escoamento. Numa solitação multiaxial, porém, esta transição é representada por uma superfície. Esta, por sua vez, divide o espaço em uma região elástica e uma plástica.

A forma de representação matemática desta superfície de escoamento determina os diversos critérios de escoamento. De forma geral, os critérios podem ser entendidos da seguinte forma: caso o valor da função  $f(\sigma_{ij}, q_i)$  que descreve as tensões aplicadas seja inferior a um dado valor limite ( $\sigma_0$ ) definido em função de variáveis internas do material  $q_i$ , não há escoamento.

$$f(\sigma_{ij}, q_i) = \sigma_{eq} - \sigma_0(q_i) \leq 0 \quad (3.25)$$

### 3.2.1.1. Critério de Von Mises

O critério de Von Mises é de ampla utilização pela sua aplicabilidade com grande aderência ao escoamento dos metais. Para isto, usa o conceito de energia de distorção, ou seja, o escoamento ocorre quando um material sujeito a carregamento multiaxial atinge uma energia de distorção igual à energia do material no instante do escoamento sob tensão uniaxial. A tensão equivalente de Von Mises pode ser escrita conforme a equação 3.26. Pode-se verificar que a superfície de escoamento é dada por um cilindro, quando traçada nos eixos das tensões principais.

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{xx} - \sigma_{zz})^2]} \quad (3.26)$$

Considerando  $\sigma_{zz} = 0$ , tem-se um caso de estado plano de tensões. O critério de Von Mises, para este caso passa a ser conforme a equação 3.27. Representando-se este caso geometricamente, obtém uma elipse.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{[(\sigma_{xx})^2 + (\sigma_{yy})^2 - \sigma_{xx}\sigma_{yy}]} \quad (3.27)$$

Ambas as superfícies geométricas podem ser verificadas na Figura 3.11, onde se comparam geometricamente os critérios de Von Mises e Tresca.

### 3.2.1.2. Critério de Tresca

O critério de Tresca pode ser considerado um dos mais simples. Ele considera que o material atingirá o escoamento assim que a máxima tensão de cisalhamento for igual à máxima tensão de cisalhamento num ensaio de tração uniaxial. Essa tensão máxima é obtida para a condição de escoamento.

Como a tensão de cisalhamento em um carregamento multiaxial é dada pela metade da diferença entre as tensões principais máxima e mínima, assim como a tensão de cisalhamento em um ensaio uniaxial é igual a  $\frac{1}{2}\sigma_0$ , o escoamento será dado quando uma das relações abaixo for satisfeita:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \pm\sigma_0 \quad (3.28)$$

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \pm\sigma_0 \quad (3.29)$$

$$\sigma_2 - \sigma_3 = \pm\sigma_0 \quad (3.30)$$

No plano  $II$ , a superfície de escoamento é dada por um prisma de base hexagonal regular, com os eixos alinhados ao eixo das tensões principais.

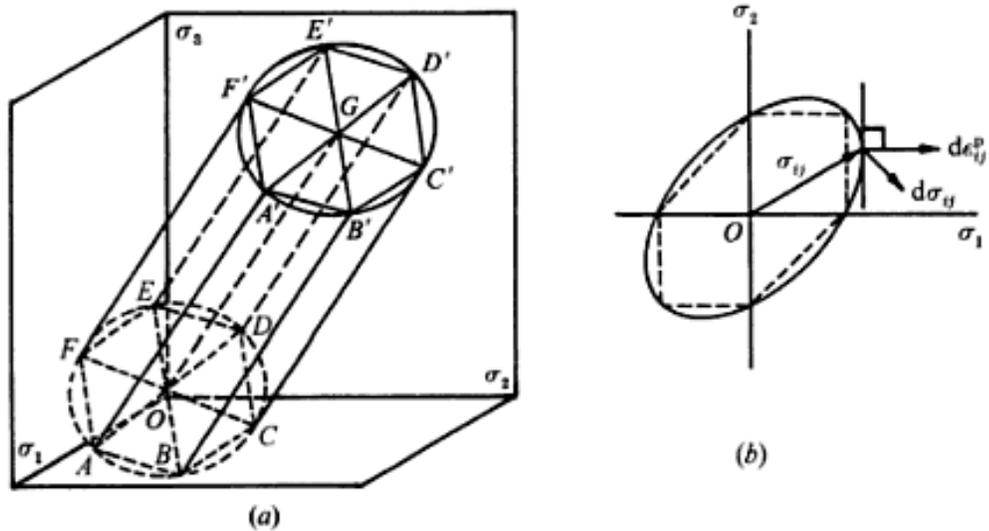


Figura 3.11 - Comparação entre superfícies de escoamento segundo os critérios de Von Mises e Tresca - (a) Estado tridimensional e (b) estado plano de tensões (SURESH, 1991)

### 3.2.2. Critérios de encruamento

Quando ocorrem as deformações plásticas, o encruamento altera a superfície de escoamento. Esta superfície, por sua vez, pode ser definida conforme a equação 3.31.

$$f(\sigma_{ij}) = \Omega \quad (3.31)$$

Quando a função de escoamento se iguala a  $\Omega$ , tem início, o escoamento do material. Após um ciclo de carga,  $\Omega$  pode assumir novos valores, alterando os valores em que o material entra na região de escoamento. Para isso, serão apresentados a seguir alguns modelos de encruamento, que definem como se dá esta alteração na região do escoamento conforme se dá a aplicação de ciclos de carregamento.

### 3.2.2.1. Encruamento isotrópico

Este critério assume uma expansão linear uniforme da superfície de escoamento, sendo que o centro desta superfície permanece fixo. A representação bidimensional deste fenômeno, para a expansão da elipse definida pela função de escoamento de Von Mises é apresentada na Figura 3.12. Como pode ser observado, a cada novo ciclo a superfície de escoamento é representada por uma expansão uniforme da superfície de escoamento anterior.

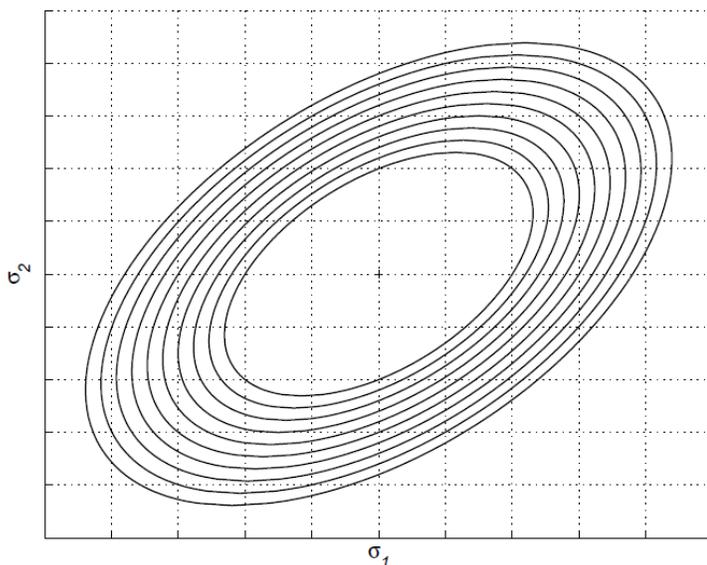


Figura 3.12 - Encruamento isotrópico - (MALAVOLTA, 2008)

Este tipo de comportamento é modelado conforme a equação 3.32, sendo  $\sigma_{eq}$  a tensão equivalente e  $\sigma_0$  a tensão de escoamento uniaxial do material, que varia em função de variáveis internas do material  $q_i$ , que geralmente estão associadas à deformação plástica equivalente  $\varepsilon_{eq}^p$  ou ao trabalho plástico  $W^p$ , através de leis idealizadas da plasticidade.

$$f(\sigma_{ij}, q_i) = \sigma_{eq} - \sigma_0(q_i) \quad (3.32)$$

### 3.2.2.2. Encruamento cinemático

No encruamento cinemático, a superfície de escoamento não se altera, porém se translada conforme se dá o carregamento (Figura 3.13). Neste modelo de encruamento, pode ser verificado o efeito Bauschinger, descrito anteriormente. Novamente, representa-se a translação da superfície usando um estado bidimensional de tensões, através da elipse gerada pela função de escoamento de Von Mises.

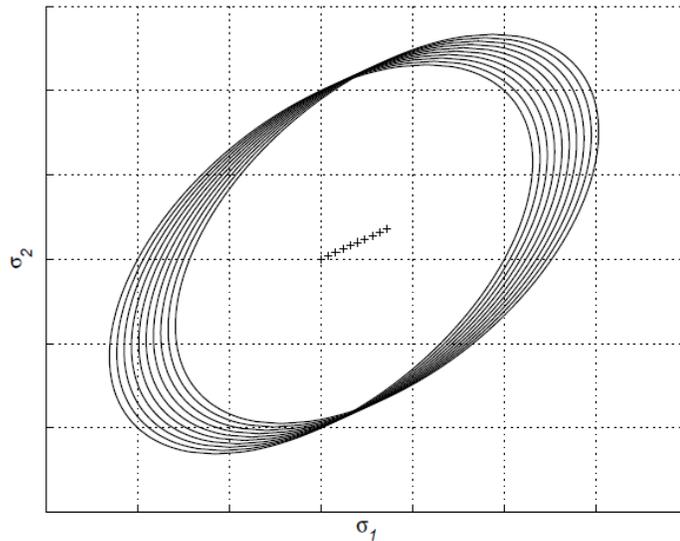


Figura 3.13 - Encruamento cinemático - (MALAVOLTA, 2008)

No encruamento cinemático as equações que modelam o comportamento do material sob encruamento cinemático são dadas substituindo-se o tensor de tensões  $\sigma_{ij}$ , por um tensor  $\sigma'_{ij}$  (Equação 3.33) que considera o fenômeno da redução do limite de elasticidade quando a deformação em uma direção é seguida por deformação na direção oposta, chamada *backstress*, dada por  $\alpha_{ij}$ .

$$\sigma'_{ij} = \sigma_{ij} - \alpha_{ij} \quad (3.33)$$

Um dos modelos de encruamento cinemático, muito utilizado em materiais granulares (rochas, solos e concreto) é o de Prager, em que a evolução da tensão de retorno  $\alpha_{ij}$  é dada pela equação 3.34, em que  $C$  é uma constante que depende do material em análise.

$$d\alpha_{ij} = Cd\varepsilon_{ij}^p \quad (3.34)$$

Outro modelo foi proposto por Lemaitre e Chaboche (1990), muito utilizado em materiais porosos, dado pela equação 3.35, em que  $c$  e  $\gamma$  são constantes específicas do material. Esta equação também define a evolução da tensão de retorno  $\alpha_{ij}$  em função da evolução das deformações plásticas  $\varepsilon_{ij}^p$ .

$$d\alpha_{ij} = \frac{2}{3}cd\varepsilon_{ij}^p - \gamma\alpha_{ij}d\varepsilon_{ij}^p \quad (3.35)$$

### 3.2.2.3. Encruamento combinado

É possível, ao invés de optar por um dos modelos de encruamento descritos anteriormente, combiná-los em um único modelo. Esse procedimento acrescenta dificuldades, pois é necessário definir uma grande quantidade de parâmetros do material. Com isto, obtém-se uma evolução da superfície de escoamento, representada num estado bidimensional, conforme a Figura 3.14.

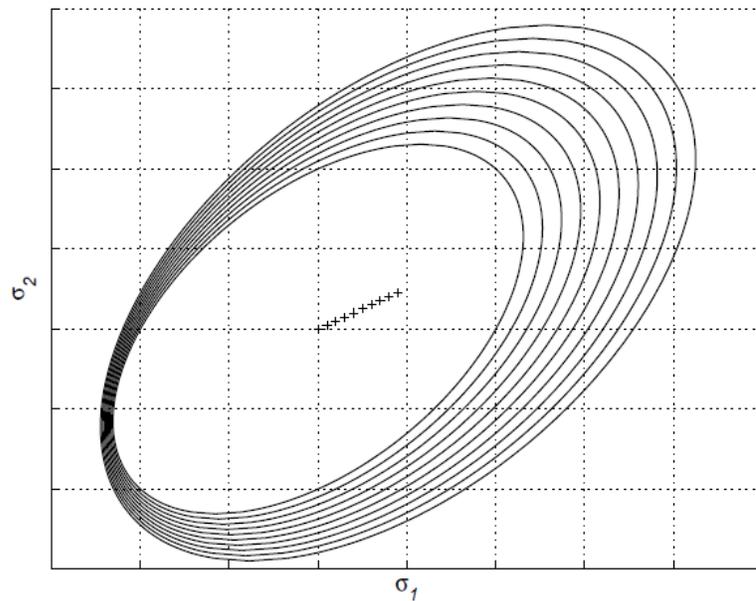


Figura 3.14 - Encruamento combinado - (MALAVOLTA, 2008)

### 3.2.3. Acúmulo de deformação plástica - Rolamento

A resposta de um material em uma condição de contato de rolamento pode ser dividida em quatro categorias. Algumas variáveis definem em qual condição o material irá responder, como, por exemplo, a intensidade do carregamento aplicado, a existência de tensões residuais e mudanças nas condições do contato, como deformações plásticas. Essas formas de resposta do material são apresentadas na Figura 3.17.

O primeiro caso (a) se refere a uma resposta puramente elástica, na qual as tensões de escoamento não foram atingidas. No caso de contato roda trilho, isto é pouco aplicável, dado que a deformação plástica ocorre.

Uma vez que ocorra a deformação plástica em um dado ciclo, tensões residuais são geradas e o material apresenta encruamento, porém com os ciclos adicionais, o comportamento passa a

ser dado por um ciclo elástico, conhecido por *shakedown* elástico. Esta condição é observada no caso (b).

O terceiro caso reflete uma condição em que o carregamento é ainda mais severo, no qual a curva de tensão-deformação se estabiliza em um ciclo fechado, conforme pode ser visto no caso (c), chamada de *shakedown* plástico. Já no último caso (d), não há estabilização em nenhum momento, ou seja, a cada ciclo de carga o material deforma-se continuamente até o momento de sua ruptura. Este fenômeno recebe o nome de *ratchetting*.

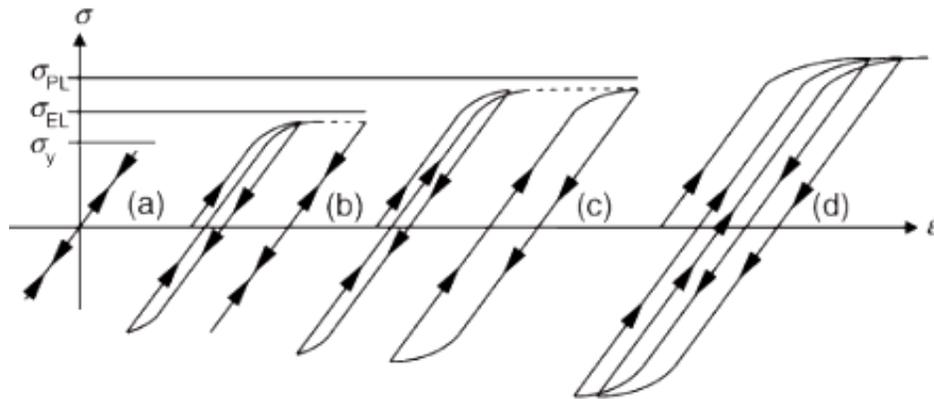


Figura 3.15 - Tipos de resposta ao rolamento

Neste capítulo foi feita uma introdução teórica à mecânica dos sólidos, no qual foi abordada a teoria básica necessária para a descrição do estado tridimensional de tensões e elasticidade. Além disso, foram abordados tópicos relativos à plasticidade do material (incluindo critérios de encruamento, escoamento e o acúmulo de deformação plástica), comum em casos de contato roda-trilho e que será utilizada na simulação que será descrita nos capítulos 5 e 6.

## **4. Fadiga multiaxial**

Antes de tratar do tema da fadiga multiaxial, é necessário apresentar brevemente os conceitos de fadiga para que posteriormente estes possam ser aplicados ao fenômeno da fadiga em diversos eixos. Este conceitos serão baseados principalmente no que é apresentado nos livros clássicos da área de Projeto de Máquinas, em especial os descritos por Norton (2004) e Shigley, Mischke e Budynas (2005).

### **4.1. Conceitos básicos de fadiga**

A fadiga pode ser definida como a alteração que um componente sofre de forma microestrutural, podendo atingir o nível macroscópico, a partir da aplicação de esforços cíclicos, que podem ou não ser superiores ao limite de escoamento do material. Este comportamento cíclico de esforços, de maneira simplificada, pode ser descrito por um diagrama de esforços em função do tempo, de onde são retirados alguns conceitos básicos que serão utilizados na avaliação matemática da fadiga. A Figura 4.1 mostra um carregamento variável, com esforço alternado e cíclico.

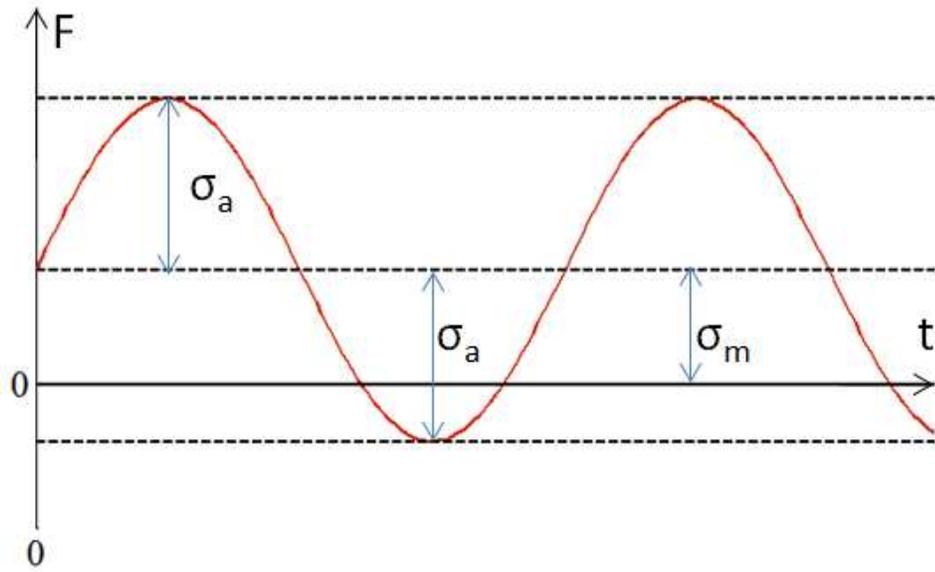


Figura 4.1 - Representação gráfica de força cíclica sobre um corpo

Os parâmetros que descrevem o carregamento, para a análise de fadiga, são, a tensão alternada  $\sigma_a$  e a tensão média  $\sigma_m$ , dadas na Figura 4.1 em função das máximas e mínimas tensões, conforme equações 4.1 e 4.2.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (4.1)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (4.2)$$

Define-se também a relação entre as tensões mínima e máxima pela letra  $R$ , também chamada de razão de carregamento (Equação 4.3). É fácil perceber que no, caso de um carregamento alternado, com tensão média igual a zero,  $R$  é -1; assim como no caso de uma tensão cíclica com  $\sigma_{min}$  igual a zero,  $R$  também será zero.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (4.3)$$

Uma avaliação da resistência à fadiga de um determinado material pode ser feita através da realização de diversos ensaios cíclicos, cada qual com uma tensão alternada de amplitude distinta. No momento em que o material sofre a fratura, é inserido num gráfico, como o idealizado por Wohler, que relaciona a amplitude de tensão ( $\sigma_a$ ) ao número de ciclos até a falha ( $N_f$ ).

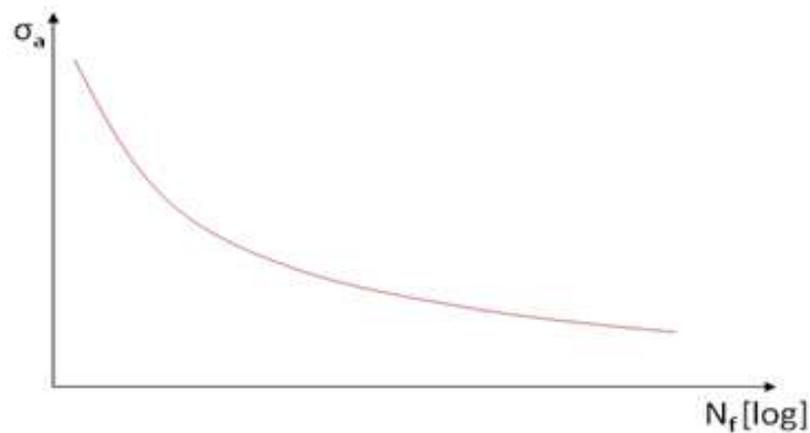


Figura 4.2 - Padrão típico de um gráfico S-N

Matematicamente, através dos estudos de Basquin (1910), a curva pode ser definida em função de dois parâmetros do material,  $\tau'_f$  e  $b$  (obtidos experimentalmente), relacionando amplitude de cisalhamento e o número de ciclos (Equação 4.4).

$$\sigma_a = \sigma'_f (N_f)^b \quad (4.4)$$

Outra constatação para alguns materiais sob solitação cíclica é que, abaixo de determinados valores de  $\sigma_a$ , o material deixa de falhar, independentemente do número de ciclos aos quais é submetido, provocando um comportamento conhecido como vida infinita. Esse é o caso de muitos aços, quando a condição de carregamento não é compressão no contato.

As alterações estruturais provocadas pelo carregamento cíclico não possuem natureza reversível, isto é, mesmo que as cargas sejam retiradas ou compensadas com sentido opostos, o comportamento do material não sofre uma reversão em seu estado.

O início da fadiga, propriamente dito, pode ser entendido como o aparecimento da trinca em um dado elemento do material. Esta trinca, com a continuidade da aplicação dos esforços, se propaga e, ao atingir um determinado tamanho, passa a evoluir de forma mais rápida, até causar a fratura do material.

Quando se fala da vida em fadiga, pode-se, então, entender como o período que compreende o início da trinca mais o período de sua propagação até a fratura. Obviamente, a natureza do material, bem como as forças nele aplicadas, são fatores essenciais para a avaliação da fadiga em um componente. Porém, além disso, outras características estruturais, como falhas superficiais e de fabricação, temperatura, e tratamentos superficiais são importantes neste fenômeno.

#### **4.1.1. Nucleação de trincas**

Dado um elemento cristalino do material, sob um determinado estado de tensões, passam a surgir no interior deste elemento planos de escorregamento, os quais por sua vez provocam o surgimento de intrusões e extrusões. Estes formatos, pelas discontinuidades que promovem no material, concentram tensões e favorecem o surgimento de trincas.

Estas trincas aparecem usualmente na superfície do material, pois os degraus formados nesta região favorecem o aparecimento de tensões máximas. Porém, as trincas podem surgir também em uma porção interior do material, pela existência de discontinuidades ou defeitos de fabricação no interior do componente.

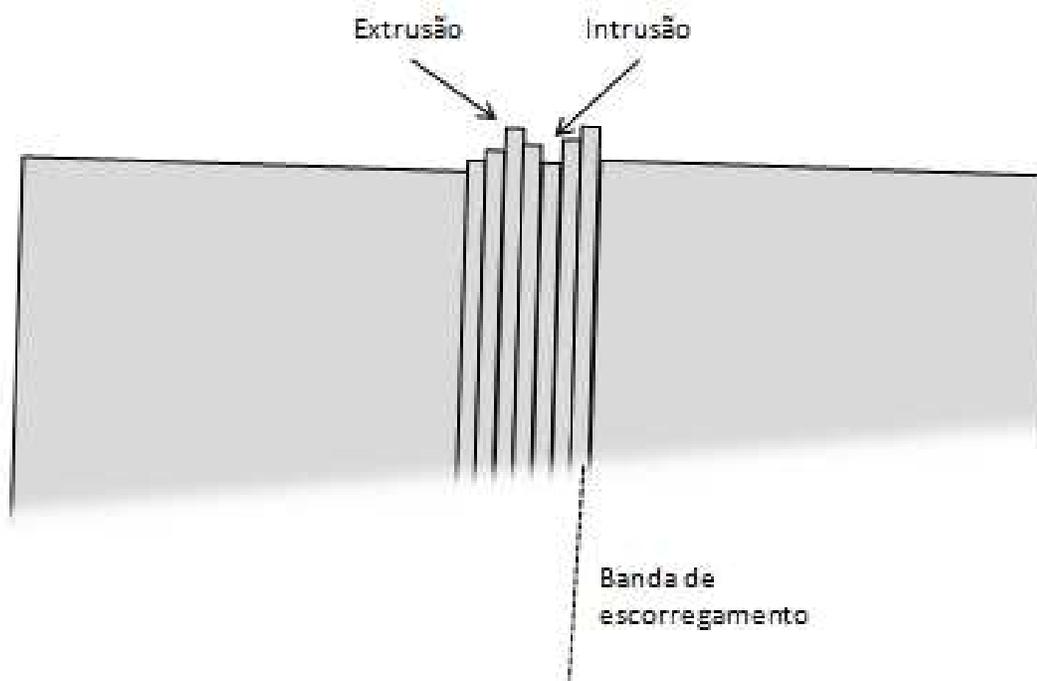


Figura 4.3 - Esquema das bandas de escorregamento para formação de inclusões e exclusões

#### 4.1.2. Propagação de trincas

A propagação da trinca se dá no plano normal à máxima tensão principal, formando um defeito no material quase sempre perceptível a olho nu. A superfície do material, após a ocorrência da fratura, apresenta uma textura lisa e as linhas de avanço apresentam uma geometria semicircular. Estas linhas de avanço se formam a partir do diferente grau de oxidação do material e das diferentes velocidades que a trinca se propaga ao longo do tempo.

Quando o material não pode suportar mais a carga, ocorre a fratura, de forma repentina (fratura súbita). A ruptura do material deixa sobre a superfície um aspecto áspero, permitindo identificar as etapas na evolução da fratura no material.

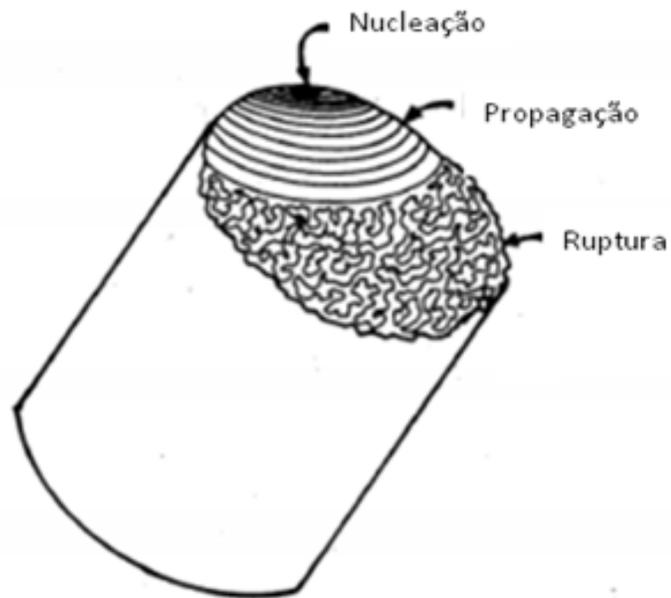


Figura 4.4 - Vestígios superficiais da evolução das trincas - Adaptado de Meyers e Chawla (2009)

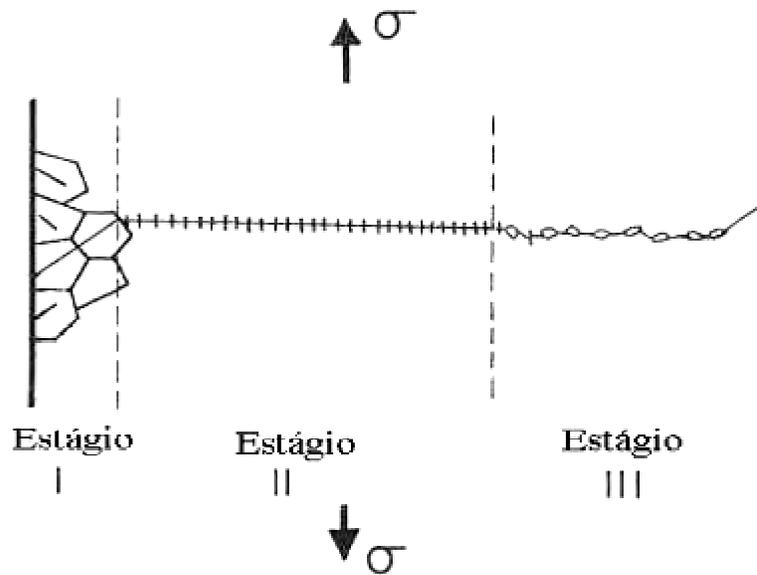


Figura 4.5 - Estágios de crescimento das trincas de um material - Adaptado de Meyers e Chawla (2009)

## 4.2. Fadiga Multiaxial

Conforme visto nos itens anteriores, ao submeter um corpo a esforços cíclicos uniaxiais, é possível definir um valor de tensão que provocará a falha por fadiga sob uma aplicação de um certo número de ciclos. Quando os esforços deixam de ser uniaxiais, porém, a forma da definição da tensão que provocará falha, bem como a quantidade de ciclos, deixa de ser tão direta. Além disso, estes esforços podem possuir outras características, como possuir uma tensão média constante, podem estar ou não em fase e possuir frequências iguais ou diferentes, por exemplo.

Assim, torna-se um desafio definir um limite de resistência à fadiga para um dado componente sujeito à solicitações multiaxiais, sabendo-se que os dados disponíveis para caracterização dos materiais provêm de testes em uma única direção.

Os critérios de fadiga multiaxial vêm, então, de forma análoga aos critérios de escoamento para falhas estáticas, definir uma região no espaço dentro da qual o material não apresenta falha por fadiga.

Apesar da grande quantidade de estudos na área da fadiga multiaxial nas últimas décadas, não existe uma metodologia que se aplique a todos os tipos de carregamentos e materiais. Assim, foram sendo desenvolvidos diversos modelos, que se aplicam melhor a determinados cenários. Dada esta diversidade, podem-se dividir os tipos de falha por fratura progressiva em três abordagens principais, conforme Minucci (2010):

- Fadiga de alto ciclo, ou baseada em tensões
- Fadiga de baixo ciclo, ou baseada em deformações
- Propagação de trincas na fadiga, baseada na mecânica da fratura.

Para a fadiga de alto ciclo, consideram-se os materiais que resistem a ciclos superiores a  $10^3$  ou  $10^4$ . Já para a fadiga de baixo ciclo, as tensões exercidas sobre o material são maiores e provocam a falha em uma quantidade de ciclos inferior ao modelo baseado em tensões. Segundo

Socie e Marquis (2000), dentro do universo de critérios usados tipicamente para baixos ciclos (baseados em deformações), estão também os critérios baseados em energia (como por exemplo os critérios de Morrow e Garud), que levam em consideração a energia associada à deformação plástica em cada ciclo de carregamento. Finalmente, o último tipo de abordagem se refere à propagação das trincas, que estuda a fase subsequente à formação da trinca no material, cuja propagação se dá em função da variação da amplitude de tensão.

Segundo Liu e Mahadevan (2005), o problema de contato roda-trilho pertence à classe de fadiga de alto-ciclo. Neste campo, os principais critérios são mais uma vez subdivididos, dependendo dos parâmetros em que se baseiam para definição da vida em fadiga.

- Critérios baseados em dados experimentais
- Critérios baseados no invariante do tensor de tensões
- Critérios baseados em planos críticos

Os critérios baseados em dados experimentais são voltados a problemas específicos. Dificilmente é possível utilizá-los de forma generalizada, com outros materiais ou formas de carregamento, dada a natureza empírica de determinação dos dados. Assim sendo, não serão considerados neste trabalho.

O principal foco desse trabalho será nos critérios de alto-ciclo baseados no invariante do tensor de tensões e nos baseados em planos críticos, já que estas duas abordagens são as mais utilizadas em problemas análogos ao tratado aqui, como por exemplo nos trabalhos de Gonçalves, Araujo e Mamiya (2005), Liu e Mahadevan (2005), Malcher (2006), Ciavarella e Monno (2010) e Ha e Kang (2012).

#### **4.2.1. Abordagem por planos críticos**

A análise da vida em fadiga pelos critérios baseados em planos críticos leva em consideração, para cada elemento do estado tridimensional de tensões, o plano em que as tensões agem de maneira mais severa sobre o material. Como resultado, esta abordagem fornece não somente qual o ponto em que o componente apresentará o início da trinca, mas também qual a orientação em que esta se dará.

A principal diferença entre os critérios se dá em como combinar os componentes  $\tau_a$  e  $\sigma_N$ , de tal forma que esta combinação possa ser comparada a um limite de resistência do material à fadiga.

#### 4.2.1.1. Critério de Matake

Segundo Papadopoulos (1997), um dos critérios mais utilizados para avaliação de fadiga por planos críticos foi proposto por Matake (1977), que revisou os dados experimentais coletados por Gough e o critério de Findley para propor um modelo no qual o plano de maior criticidade é aquele em que a amplitude de tensão de cisalhamento é máxima.

O critério de Matake pode ser escrito conforme a equação 4.5, indicando que o material não sofre fadiga caso a combinação linear da tensão de cisalhamento com a tensão normal, no plano crítico, seja inferior ao limite de fadiga ao cisalhamento, representado por  $\lambda$ . Já a constante  $k$  é determinada experimentalmente, podendo ser obtida através de ensaios uniaxiais de fadiga.

$$\tau_a(\varphi^*, \theta^*) + k\sigma_N(\varphi^*, \theta^*) \leq \lambda \quad (4.5)$$

O plano crítico para determinado elemento do estado de tensões será dado pela equação 4.6, que indica os ângulos diretores da direção de máxima tensão equivalente.

$$(\varphi^*, \theta^*) = \max_{(\varphi, \theta)} \{ \tau_a(\varphi, \theta) \} \quad (4.6)$$

O critério de Mataka pode ainda ser aplicado para a determinação do número de ciclos admissíveis para o surgimento de trincas, na fadiga de alto ciclo. Para isto, é utilizada a equação 4.7. Nesta equação, a combinação linear da tensão de cisalhamento e da tensão normal encontrada para o plano crítico é igualada à expressão definida pela curva de Wöhler. Assim sendo, é possível encontrar o número de ciclos esperado para um dado carregamento cíclico.

$$\tau_a(\varphi^*, \theta^*) + k\sigma_N(\varphi^*, \theta^*) = \tau_f^*(N_f)^b \quad (4.7)$$

Este processo de igualar a tensão equivalente (lado esquerdo da equação) de cada um dos critérios de fadiga multiaxial à equação de Wohler, que define o número de ciclos em função de uma tensão aplicada e de parâmetros dos materiais, será utilizado também para os demais critérios, para que um número de ciclos até o surgimento das trincas possa ser estimado para cada caso.

#### 4.2.1.2. Critério de McDiarmid

Outro critério importante na abordagem de planos críticos foi proposto por McDiarmid (1991). Mais uma vez, a exemplo da forma feita por Mataka, o plano crítico é dado pela máxima tensão de cisalhamento, conforme equação 4.6.

A maior diferença se dá no critério de falha (Equação 4.8), pois este leva em consideração o tipo da falha por fadiga: A (quando a trinca se propaga ao longo da superfície do material) ou B (quando a trinca penetra no material). Diferentemente do critério de Mataka, a constante que multiplica a máxima tensão normal (em um dado plano crítico) pode ser definida através de um

ensaio de fadiga à torção  $t_{a,b}$  e de um ensaio estático, de onde se obtém a tensão limite de resistência do material,  $\sigma_f$ . De forma análoga ao critério de Matake, o critério de falha é composto pela comparação entre o limite de resistência à fadiga no cisalhamento e a combinação linear entre tensão de cisalhamento e tensão normal nos planos críticos.

$$\tau_a(\varphi^*, \theta^*) + \frac{t_{a,b}}{2\sigma_f} \sigma_{N,max}(\varphi^*, \theta^*) \leq t_{a,b} \quad (4.8)$$

#### 4.2.1.3. Critério de Dang Van

O critério de Dang Van é um dos mais utilizados para avaliação da fadiga de contato. Este critério ainda é classificado como baseado em planos críticos, porém guarda certa distinção dos demais descritos anteriormente.

O critério é baseado no conceito de microtensões em um determinado volume do material. Este critério surge da observação de que a nucleação de trincas é um processo local e se inicia em grãos que sofram deformações plásticas, formando as bandas de deslizamento. Assim sendo, uma vez que as trincas aparecem nessa região, Dang Van estima que as tensões de cisalhamento nestas regiões devem desempenhar um papel importante. Além disso, a tensão hidrostática nesta região também é considerada, pois esta é um dos fatores determinantes para abertura das trincas.

O critério de fadiga, portanto, apresenta-se como uma combinação linear destas duas variáveis ( $\tau_a$  e  $\sigma_h$ ), avaliadas para cada ponto do material em função do tempo ou da posição no ciclo de carga. O critério afirma que a falha por fadiga ocorrerá na região em que uma das duas tensões equivalentes de Dang Van atenda as relações 4.9 e 4.10.

$$\sigma_{DV1} = \tau_a(p, \phi) + a_{dv}\sigma_h(p) > \tau_e \quad (4.9)$$

$$\sigma_{DV2} = \tau_a(p, \phi) - a_{dv}\sigma_h(p) < \tau_e \quad (4.10)$$

Para a avaliação das expressões que geram a tensão equivalente de Dang Van, deve-se considerar que  $\tau_a$  é a amplitude de tensão de cisalhamento, cujo valor é dado pela diferença entre a tensão de cisalhamento equivalente  $\tau_{SP}$  de um ponto em um plano específico e a tensão média durante um ciclo de carga, denotada por  $\tau_m$ . Já o fator denotado por  $\sigma_h$  é a tensão hidrotática, que é multiplicada pelo escalar  $a_{dv}$ , que é obtido através da expressão 4.11. Nesta expressão,  $\sigma_e$  e  $S_e$  são os limites de resistência à fadiga no cisalhamento e na flexão, respectivamente.

$$a_{DV} = \frac{3}{2} \frac{2\sigma_e - S_e}{S_e} \quad (4.11)$$

O critério de Dang Van possui uma representação gráfica, que ilustra as desigualdades (Equações 4.9 e 4.10) do critério. Basicamente, se o ciclo de carregamento estiver entre as linhas tracejadas (Figura 4.6), não haverá falha; do contrário, a falha ocorrerá no número de ciclos para os quais o critério foi ajustado.

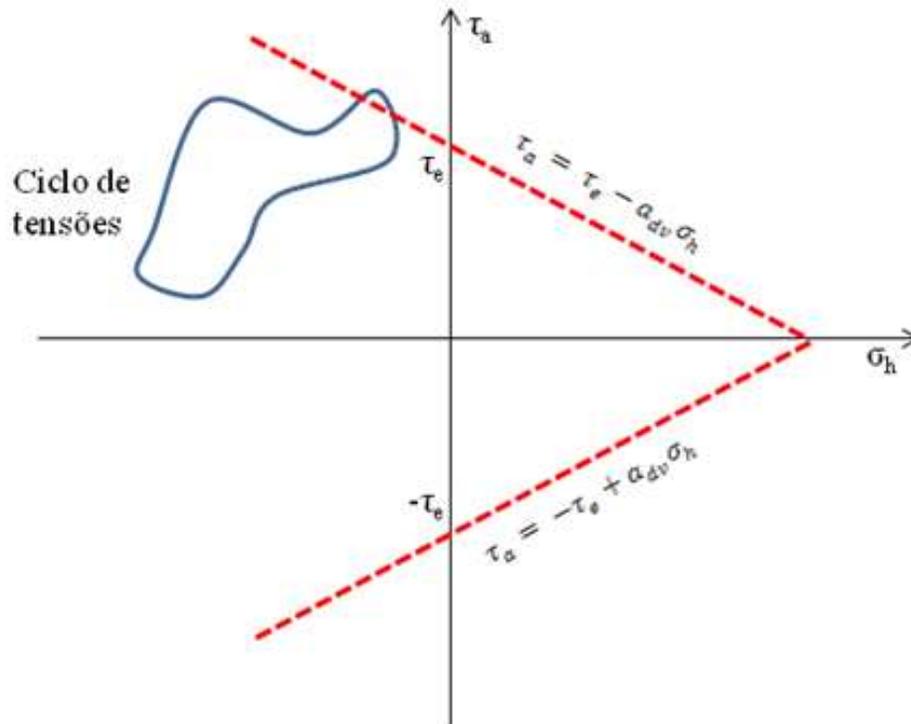


Figura 4.6 - Representação geométrica do critério de Dang Van

Exemplificando no gráfico, as linhas retas representadas em vermelho tracejado mostram os limites admissíveis, a serem comparados com os valores dos pares ordenados  $(\tau_a, \sigma_h)$  calculados para todos os instantes de um ciclo de carregamento, para um ponto determinado. Na figura representada, apenas a título de ilustração, o ponto considerado na análise apresentaria falha por fadiga, dado que a tensão equivalente de Dang Van fica fora do limite definido.

Uma das vantagens da representação gráfica é a possibilidade que esta permite de gerar uma estimativa sobre a quantidade de ciclos que uma roda pode suportar nas condições de carregamento cíclico. Os critérios descritos anteriormente, embora estimem o ponto de início e a orientação da trinca, não fornecem este dado de forma direta. Isto é importante na avaliação do contato roda-trilho pois, conforme já mencionado por Santos (2008), o gráfico de Wöhler para esta aplicação não possui uma inflexão, ou seja, não existe uma condição em que tensões abaixo de determinado valor fornecem ao material a vida infinita. Logo, a falha sempre ocorrerá, para um número maior ou menor de ciclos.

Santos (2008) propõe um cálculo da vida em fadiga para o critério de Dang Van. Por este método se faz necessário traçar uma reta que tangencie o ciclo de tensões de Dang Van e que seja paralela à reta que define o limite inicial. Uma vez traçada esta nova reta que define o limite, é necessário encontrar o seu coeficiente linear, a cujo valor é atribuído um novo limite de resistência  $\sigma_{DV}^*$ . Este valor define o instante de maior dano ao material, ou seja, menor vida (Figura 4.7).

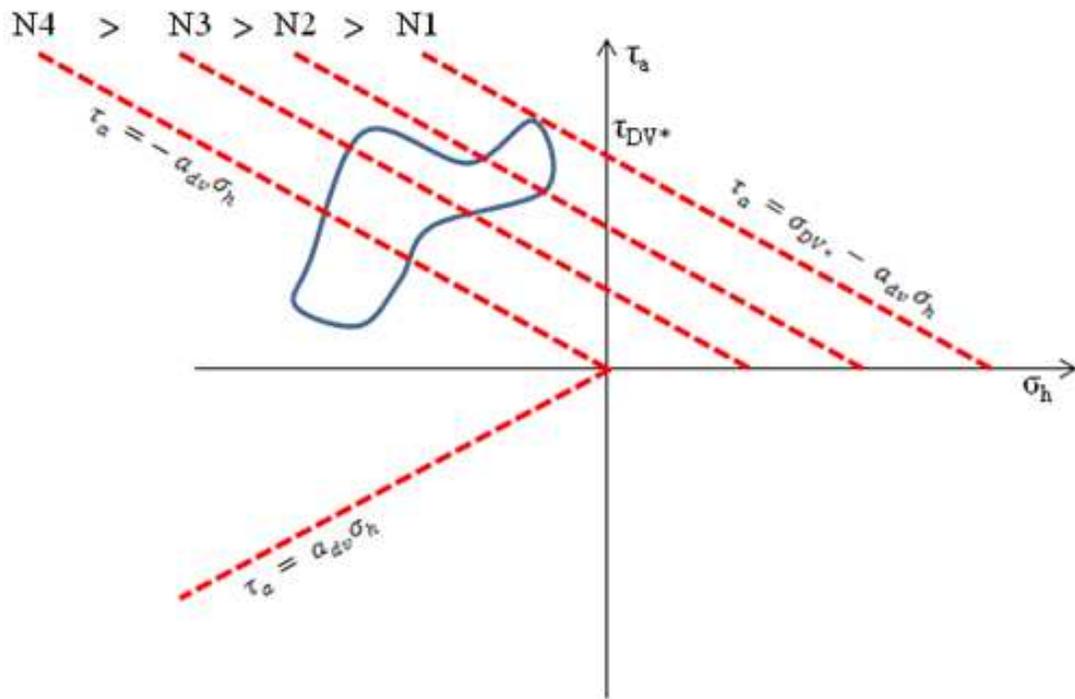


Figura 4.7 - Estimativa da vida em fadiga para o critério de Dang Van

O cálculo da vida se faz relacionando-se o limite de resistência encontrado a um número de ciclos definidos através da equação de Wöhler. Este processo é ilustrado na Figura 4.8.

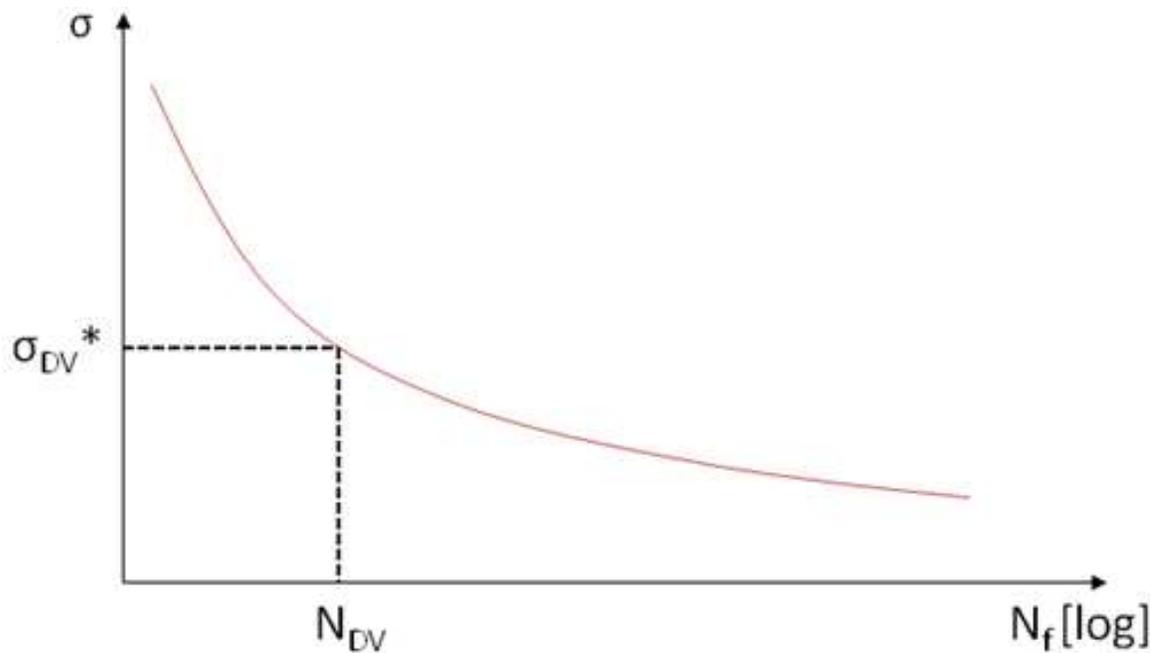


Figura 4.8 - Cálculo da vida a partir do limite estimado o critério de Dang Van

Para este trabalho, os valores  $\tau'_f$  e  $b$  na equação 4.4, que dependem do material, serão usados conforme descrito por Fec e Utrata (SANTOS, 2008), com  $\tau'_f$  igual a 970 MPa e  $b$  igual a -0,111.

#### 4.2.1.3.1. Avaliação das tensões normais e de cisalhamento

O cálculo da amplitude de tensão normal e da tensão normal média não requerem maiores esforço, como veremos adiante. Uma das maiores dificuldades, porém, para a aplicação dos critérios baseados em planos críticos encontra-se no cálculo da amplitude da tensão de cisalhamento,  $\tau_a$ , a qual age tangencialmente ao plano crítico de tensão.

Para entender a origem desta dificuldade é necessário levar em consideração que, para cada ponto em avaliação do material, considerou-se uma série de planos que cortam este ponto. Portanto, seja um plano arbitrário  $\Delta$ , com inclinação  $\theta$  e  $\phi$  com relação aos eixos  $y$  e  $x$  respectivamente (Figura 4.9).

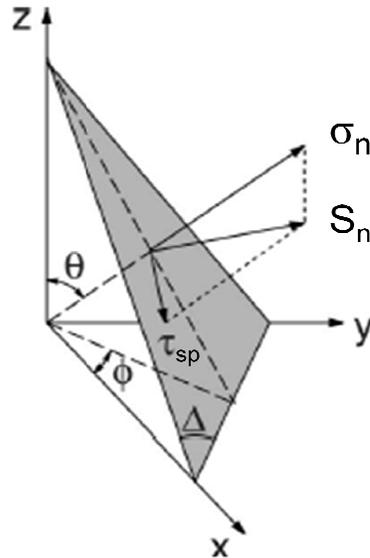


Figura 4.9 - Tensões normais e de cisalhamento em um plano arbitrário  $\Delta$

O vetor resultante no plano arbitrário pode ser representado em função do tensor de tensões original  $(x, y, z)$ , escrito com base no vetor normal a  $\Delta$ ,  $n$  (Equação 4.12):

$$S_n = \sigma_{ij}n_j \quad (4.12)$$

Este vetor  $S_n$ , por sua vez pode ser decomposto em uma componente normal e outra tangencial. Tem-se então as equações que os definem em função do tensor de tensões original e do vetor normal a  $\Delta$  (Equações 4.13 e 4.14).

$$\sigma_n = (S_n n_i)n_i = (\sigma_{ij}n_j n_i)n_i \quad (4.13)$$

$$\tau_{sp} = S_n - \sigma_n = \sigma_{ij}n_j - (\sigma_{ij}n_jn_i)n_i \quad (4.14)$$

Seja agora um ciclo de carregamento, em que a ponta do vetor  $S_n$  descreve uma curva arbitrária  $\Omega$  no espaço, cuja projeção num plano arbitrário  $\Delta$  é dada por  $\Omega'$  (Figura 4.10).

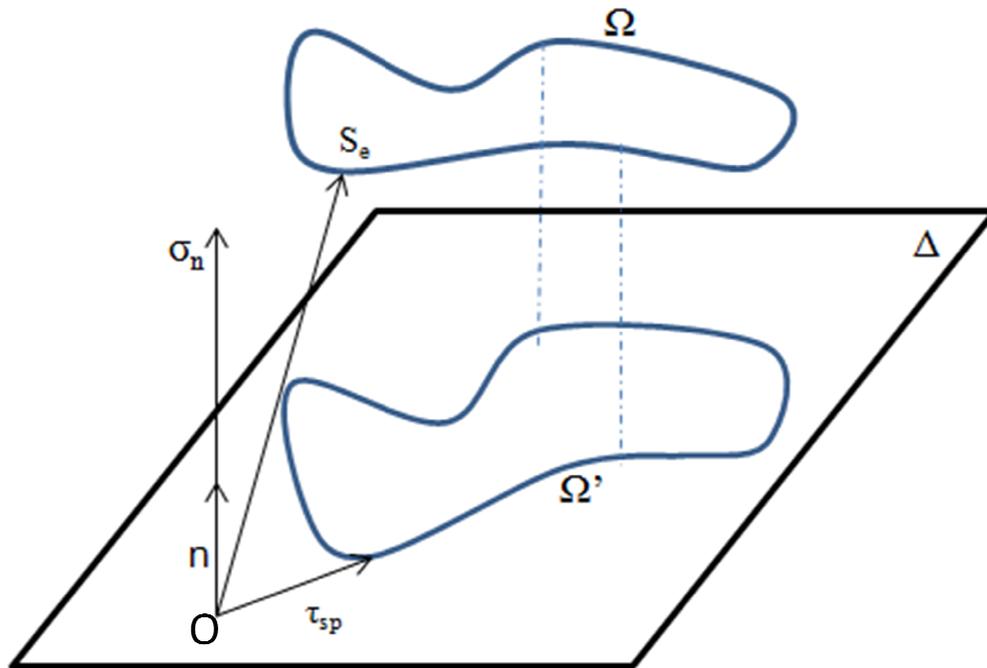


Figura 4.10 - Variação dos vetores de tensão normal e de cisalhamento durante o ciclo  $\Omega$

Como pode ser observado, o vetor  $\sigma_n$ , durante todo o ciclo de carregamento possui sua direção alinhada com o vetor  $n$ , variando apenas sua magnitude. Assim sendo, o seu cálculo pode ser feito diretamente conforme a equação 4.13, da qual podem-se extrair os valores da amplitude de tensão ( $\sigma_a$ ) e tensão média ( $\sigma_m$ ).

$$\sigma_a = \frac{\max_t(\sigma_{ij}n_jn_i) - \min_t(\sigma_{ij}n_jn_i)}{2} \quad (4.15)$$

$$\sigma_m = \frac{\max_t(\sigma_{ij}n_jn_i) + \min_t(\sigma_{ij}n_jn_i)}{2} \quad (4.16)$$

Já para o cálculo da tensão de cisalhamento, é possível perceber que o vetor  $\tau_{sp}$  altera-se tanto em magnitude quanto em direção, e esta última característica introduz a necessidade de uma forma de cálculo que leve em consideração estas variações. Dentre vários métodos já estudados e descritos por Papadopoulos (1998), este trabalho concentra-se no modelo da mínima circunferência circunscrita, por ter aplicabilidade mais geral a diferentes ciclos de carregamento.

As principais opções a este modelo de cálculo de tensões de cisalhamento são o método da maior projeção e o método da maior corda. O primeiro deles sugere que uma série de curvas no plano  $\Delta$  sejam traçadas a partir da origem  $O$  e, sobre estas curvas, seja projetada a curva  $\Omega'$ . A metade da maior projeção será a tensão de cisalhamento  $\sigma_a$  e a distância entre o ponto  $O$  e a metade da projeção será a tensão média. Dependendo do ciclo de carregamento aplicado, resultados ambíguos foram encontrados por Papadopoulos (1998).

O método da maior corda traça todas as cordas que cruzem a curva  $\Omega'$ . A metade da maior dessas cordas representa a amplitude da tensão de cisalhamento e a tensão média é a distância da origem  $O$  até metade da maior corda encontrada. Novamente, resultados ambíguos foram encontrados para determinados ciclos de carregamento, como descrito em Papadopoulos (1998).

O método escolhido neste trabalho busca encontrar a mínima circunferência que circunscribe a curva  $\Omega'$ . Uma vez encontrada, o valor de  $\tau_a$  será dado pelo seu raio. A implementação é feita através da rotina *fminimax*, do software comercial *Matlab*®.

O algoritmo é iniciado tomando-se um ponto  $p$  qualquer do plano  $\Delta$  e assumindo-o como o centro da menor circunferência que circunscribe todos os pontos da curva  $\Omega'$ . Assim sendo, o máximo raio  $R$  para uma circunferência traçada a partir de  $p$  será a máxima distância entre  $p$  e a curva  $\Omega'$ . Após este processo, um novo ponto  $p'$  é escolhido e um novo raio  $R'$  é encontrado,

porém inferior a  $R$ . Esta iteração se dá até que o mínimo raio seja encontrado, indicando que uma circunferência de tamanho mínimo que circunscreve todo o ciclo  $\Omega'$  foi encontrada.

#### 4.2.2. Critérios baseados no invariante do tensor de tensões

Seja um tensor de tensões  $\sigma_C(t)$ , chamado tensor de Cauchy, definido em função do tempo, conforme matriz apresentada na equação 4.17.

$$\sigma_C(t) = \begin{bmatrix} \sigma_{xx}(t) & \tau_{xy}(t) & \tau_{xz}(t) \\ \tau_{xy}(t) & \sigma_{yy}(t) & \tau_{yz}(t) \\ \tau_{xz}(t) & \tau_{yz}(t) & \sigma_{zz}(t) \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

Este tensor pode ser dividido em duas componentes distintas, sendo a primeira responsável pela alteração do volume do componente sob solitação, chamada tensão hidrostática, e a segunda responsável pela sua mudança de forma, chamada tensão desviadora. Matematicamente, essa decomposição pode ser representada segundo a equação 4.18.

$$\sigma_C(t) = S(t) + ph(t) \quad (4.18)$$

Como o próprio nome indica, a componente hidrostática apresenta as mesmas pressões (tensões normais) em todas as direções de um dado ponto do material. Esta componente é dada então pela multiplicação do tensor de tensões de Cauchy pela matriz identidade 3x3 e o seu valor é mostrado na equação 4.19.

$$ph(t) = \frac{\sigma_{xx}(t) + \sigma_{yy}(t) + \sigma_{zz}(t)}{3} \quad (4.19)$$

A componente hidrostática, por ter comportamento cíclico, pode ter sua amplitude e média conforme a definição já explicitada na Figura 4.1. Estes valores serão importantes, pois são variáveis utilizadas pelos critérios que serão discutidos na sequência.

Através das relações 4.19 e 4.17, é fácil perceber que a tensão desviadora, que causa distorções (consequentemente as deformações plásticas) no material será dada pela seguinte equação 4.20.

$$S = \begin{bmatrix} \frac{2\sigma_{xx} - \sigma_{yy} - \sigma_{zz}}{3} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \frac{2\sigma_{yy} - \sigma_{xx} - \sigma_{zz}}{3} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \frac{2\sigma_{zz} - \sigma_{yy} - \sigma_{xx}}{3} \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

Desta tensão desviadora é extraído outro parâmetro importante para os critérios de fadiga tratados a seguir. Trata-se da raiz do segundo invariante do tensor desviador, representado usualmente como  $\sqrt{J_2}$  e descrito pela equação 4.21.

$$\sqrt{J_2} = \sqrt{\frac{1}{2} S \cdot S} \quad (4.21)$$

Novamente, tem-se um caso de difícil solução analítica, a exemplo da determinação da máxima amplitude de tensão de cisalhamento no critério de Dang Van. Para determinar o seu valor, será utilizado o método explicado por Bernasconi (2002), segundo o qual a amplitude da raiz do invariante  $\sqrt{J_2}$ , que será chamada de  $\sqrt{J_{2,a}}$ , é dada pelo raio da menor hiperesfera de 5

dimensões que circunscribe a curva  $\Omega$ , descrita pelo vetor  $s$  em um ciclo. Já o valor médio deste invariante será dado pela distância do centro desta hipersfera até a origem.

O vetor  $s$ , que descreve a curva  $\Omega$ , é dado por cinco componentes, num espaço  $\mathbb{R}^5$ .

$$s_1 = \frac{\sqrt{3}}{2} \sigma_{xx} \quad (4.22)$$

$$s_2 = \frac{1}{2} (\sigma_{yy} - \sigma_{zz}) \quad (4.23)$$

$$s_3 = \tau_{xy} \quad (4.24)$$

$$s_4 = \tau_{xz} \quad (4.25)$$

$$s_5 = \tau_{yz} \quad (4.26)$$

#### 4.2.2.1. Critério de Sines

O primeiro critério a ser destacado, que se utiliza do invariante do tensor de tensões, é o critério de Sines, que considerou os dados experimentais de Gough de flexão e torção combinados. O critério é descrito pela equação 4.27.

$$\sqrt{J_{2,a}} + \kappa p_{h,m} \leq \lambda \quad (4.27)$$

Os parâmetros  $\lambda$  e  $\kappa$  do critério de Sines são variáveis do material, e podem ser determinados através de ensaios de flexão e torção repetidos. Eles são definidos pelas equações 4.28 e 4.29, a partir dos parâmetros  $t_{-1}$  e  $f_0$ , que são, respectivamente, 351,97 MPa e 406 MPa.

$$\lambda = t_{-1} \quad (4.28)$$

$$\kappa = \frac{3t_{-1}}{f_0} - \sqrt{3} \quad (4.29)$$

#### 4.2.2.2. Critério de Crossland

O critério de Crossland possui uma grande similaridade com critério de Sines, distinguindo-se somente por usar a tensão hidrostática máxima, ao invés da média. Ele é descrito na equação 4.30, onde  $p_{h,max}$  é a tensão hidrostática máxima.

$$\sqrt{J_{2,a}} + \kappa p_{h,max} \leq \lambda \quad (4.30)$$

Novamente, os parâmetros  $\lambda$  e  $\kappa$  são dependentes do material e serão dados pelos testes de torção e flexão repetidos no material, segundo as equações 4.31 e 4.32, onde  $f_{-1}$  é 610 MPa.

$$\lambda = t_{-1} \quad (4.31)$$

$$\kappa = \frac{3t_{-1}}{f_{-1}} - \sqrt{3} \quad (4.32)$$

### 4.2.2.3. Critério de Kakuno-Kawada

Neste critério, são considerados os valores da amplitude da tensão hidrostática, bem como o seu valor médio, conforme a equação 4.33.

$$\sqrt{J_{2,a}} + \kappa p_{h,a} + \lambda p_{h,m} \leq \mu \quad (4.33)$$

Percebe-se que neste critério surgem três variáveis que são intrínsecas ao material em análise,  $\lambda$ ,  $\kappa$  e  $\mu$ . Estas serão dadas pelas relações em 4.34, 4.35 e 4.36.

$$\lambda = \frac{3t_{-1}}{f_0} - \sqrt{3} \quad (4.34)$$

$$\kappa = \frac{3t_{-1}}{f_{-1}} - \sqrt{3} \quad (4.35)$$

$$\mu = t_{-1} \quad (4.36)$$

Neste capítulo foram abordados desde os conceitos básicos da fadiga, seja ela uniaxial ou multiaxial. Dentro do universo da fadiga multiaxial de alto-ciclo, que se aplica ao problema do contato roda trilho, foram descritos seis critérios, sendo três deles baseados em planos críticos e três deles baseados no invariante do tensor de tensões. Foram também descritos os métodos para a estimativa de ciclos até o aparecimento das trincas bem como os algoritmos para encontrar a amplitude da tensão de cisalhamento.



## 5. Simulação numérica de rolamento e fadiga

Para simular o comportamento da roda sob rolamento, bem como sua consequente vida em fadiga, é necessário construir modelos computacionais, buscando representar da forma mais fiel possível os fenômenos envolvidos neste problema. Uma alternativa é através do método dos elementos finitos, que tem sido muito empregado desde a segunda parte do século passado. Este trabalho emprega esse método em suas pesquisas.

Ao longo deste capítulo são apresentadas as simulações desenvolvidas e suas respectivas condições de contorno referentes ao tratamento térmico da roda (responsável pelo surgimento de tensões residuais com impacto na vida em fadiga) e ao rolamento, decorrente da ciclagem dos esforços. O processo de construção dos modelos, bem como diversas informações sobre parâmetros dos materiais utilizados na roda e variáveis do processo de fabricação são utilizados conforme exposto por Santos (2008).

O *software* utilizado para as simulações, tanto térmico-estrutural (devido ao processo de tratamento térmico) quanto de contato (devido ao rolamento) é o *Ansys*<sup>®</sup> versão 14.5, o qual conta com uma grande biblioteca de elementos e uma grande abertura para customização de operações. O computador utilizado possui quatro processadores *Intel Xeon*<sup>®</sup> de seis núcleos, 2.3GHz, com 48GB de memória RAM.

Uma vez obtidas todas as tensões e deformações, em cada instante de tempo do rolamento, os critérios de fadiga explicados no capítulo anterior podem ser aplicados, avaliados e comparados, utilizando-se para isto rotinas computacionais baseadas nos critérios listados no capítulo 4. Para tanto será utilizado, no mesmo computador descrito acima, o *software Matlab*<sup>®</sup> versão R2010b, cuja biblioteca de rotinas de otimização facilita o cálculo das amplitudes de tensões de cisalhamento, conforme descrito no capítulo anterior.

## 5.1. Simulação das tensões residuais devido ao tratamento térmico

Além das propriedades geométricas, uma das maiores influências no comportamento de componentes mecânicos estruturais provém do tratamento térmico. No caso deste trabalho, o tratamento é realizado após a fabricação da roda, a qual pode ser se dar através do forjamento ou da fundição, sendo o primeiro processo o considerado neste trabalho.

De acordo com Poschmann, Tschapowetz e Rinnhofer (2012), o processo de tratamento térmico da roda tem início com a austenitização, em que as temperaturas são elevadas até atingir valores ao redor de 900°C. Com isto, considera-se que ocorre um processo de revenimento inicial na roda, que contribui para aliviar as tensões residuais do processo de fabricação por forjamento. Assim sendo, a simulação considera inicialmente uma roda a 860°C, livre de tensões.

Na sequência, a banda de rolamento da roda sofre um rápido resfriamento (têmpera), durante 5,75 minutos, até atingir temperaturas entre 100°C e 200°C, sendo usados para isto jatos de água que incidem na região de rolamento. Este processo, dada a diferença na taxa de contração entre região central e periférica da roda, promove a formação de tensões de compressão na região do rolamento, o que por sua vez, impede que trincas se propagem em direção ao centro da roda.

Após este processo de rápido resfriamento, ocorre o revenimento, em que as temperaturas são elevadas novamente, por 3,7 horas, até atingir cerca de 500°C. O objetivo deste processo é o evitar a presença da estrutura martensítica no material (que normalmente surge após a têmpera e aumentam consideravelmente a dureza do material), e aumentando a sua resistência à fratura. Segue-se, finalmente, um resfriamento até a temperatura ambiente, por convecção natural, num processo que leva aproximadamente 13,9 horas.

Este processo completo, em função do tempo, pode ser observado na Figura 5.1.

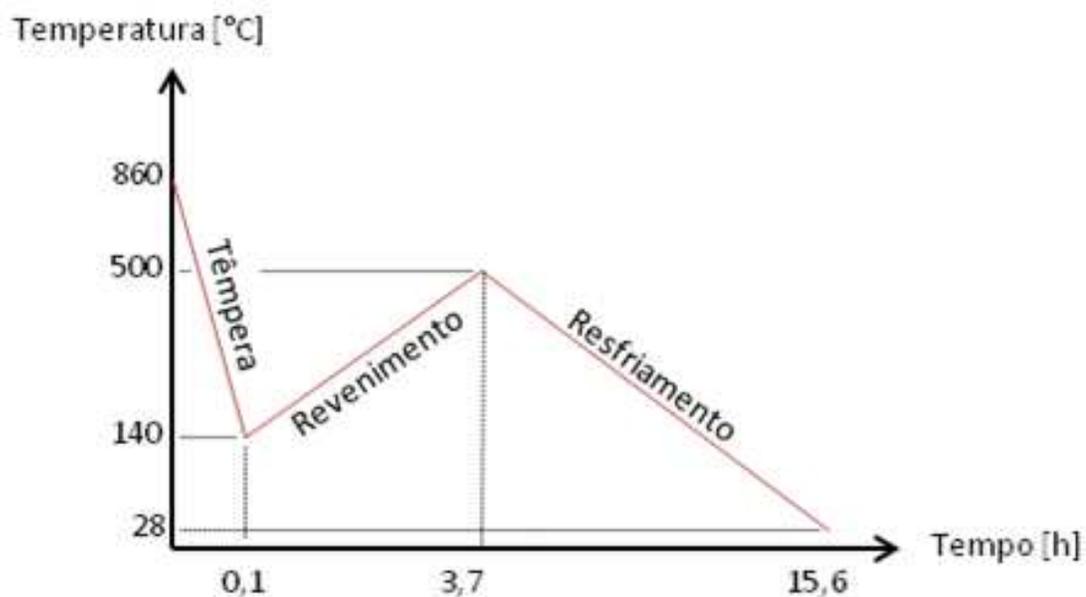


Figura 5.1 - Processo de tratamento térmico

A simulação deste processo é dividida em 2 partes distintas: na primeira, as temperaturas iniciais de cada uma das fases do processo são aplicadas a um modelo tridimensional transiente. Com isto, obtêm-se os campos de temperatura para cada tempo do processo de tratamento térmico. Na segunda etapa, os campos de temperatura são dados de entrada para um modelo térmico-estrutural tridimensional e, com isto, as tensões residuais deste processo são obtidas.

### 5.1.1. Simulação térmica

Para que as tensões residuais provenientes dos processos de fabricação possam ser utilizadas posteriormente na simulação do rolamento, os carregamentos térmicos são aplicados à roda empregando um modelo tridimensional. O elemento utilizado para esta etapa de carregamentos exclusivamente térmicos é o *SOLID70*, da biblioteca do *Ansys*<sup>®</sup>. Este elemento possui 8 nós e um único grau de liberdade, a temperatura, por nó. Portanto, é utilizado em

simulações térmicas tridimensionais, tanto para soluções de regime permanente como para transientes.

Dada a simetria radial da roda, uma opção à simulação térmica tridimensional é a simulação em duas dimensões em um modelo axissimétrico, que exige menor tempo de processamento. Entretanto, a malha bidimensional gerada neste modelo é diferente da malha tridimensional utilizada no modelo que simula o contato roda-trilho, dificultando a aplicação das tensões residuais ao rolamento. Por este motivo, mesmo com a economia de recursos computacionais, esta opção bidimensional axissimétrica não é utilizada neste trabalho.



Figura 5.2 - Modelo tridimensional da roda

Uma vez que a malha deverá ser a mesma durante toda a simulação, para garantir que os resultados do processo de fabricação sejam aplicados corretamente ao contato roda-trilho, o modelo tridimensional foi discretizado com maior refinamento da malha na região de rolamento, onde a maior parte das solicitações, tanto térmicas e mecânicas, será gerada. Além disso, como pode ser verificado na Figura 5.3, foi utilizada uma malha mapeada, para facilitar a extração de resultados de tensões, que servirão à análise de fadiga multiaxial.

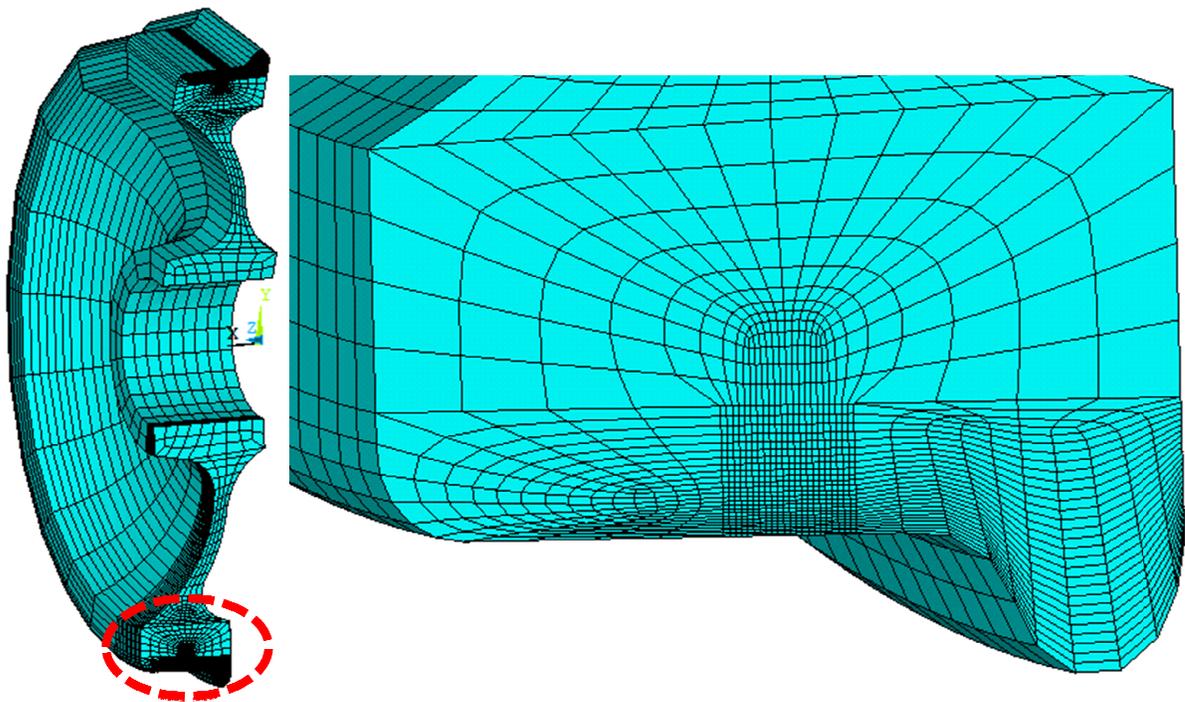


Figura 5.3- Modelo tridimensional discretizado

As características térmicas do material (condutividade térmica ( $k$ ), calor específico ( $C$ ) e coeficiente de convecção ( $h$ )) são utilizadas conforme definido em Association of American Railroads (1984). Os valores de condutividade térmica e calor específico são dados em função da temperatura. Já o valor do coeficiente de convecção possui um valor constante para a roda em movimento e outro valor constante para a roda em repouso. Os valores adotados são:

$$C = 0,39T + 433,6 \text{ [J/Kg.}^\circ\text{C]} \quad (5.1)$$

$$k = -1,87 \cdot 10^{-5}T + 4,83 \cdot 10^{-2}T \text{ [W/mm.}^\circ\text{C]} \quad (5.2)$$

$$h = 15 \rightarrow \text{roda em movimento [W/mm}^2\text{.}^\circ\text{C]} \quad (5.3)$$

$$h = 10 \rightarrow \text{roda em repouso [W/mm}^2\text{.}^\circ\text{C]}$$

Para simular o primeiro processo do tratamento térmico, a têmpera, o modelo a uma temperatura inicial de  $860^\circ\text{C}$  recebe um fluxo de calor negativo na região do rolamento, que

representa os jatos de água. É considerado que há troca de calor por convecção ao longo de toda a superfície da roda. A Figura 5.4 apresenta estes carregamentos térmicos no modelo tridimensional.

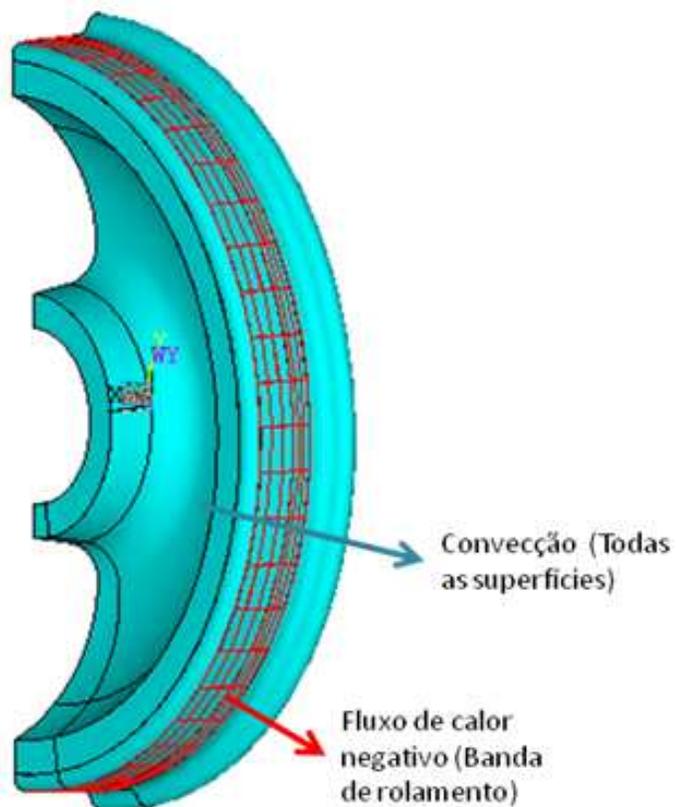


Figura 5.4 - Carregamentos térmicos no processo de têmpera

O fluxo de calor negativo aplicado à região de rolamento foi determinado por Santos (2008), através da temperatura final de 140°C e do tempo de 5,75 minutos, ambos medidos no processo realizado em uma fabricante de rodas. De posse destes valores, foi encontrado o valor de -147 kW para o fluxo de calor negativo no processo de têmpera.

Para a simulação do processo seguinte, revenimento, foram removidas as cargas térmicas do processo de têmpera e foram aplicadas cargas de convecção em toda a superfície da roda, por 3,7 horas em um modelo transiente, fazendo com que esta tenha a temperatura final de 550°C.

Já no processo final, de resfriamento, as cargas de convecção aplicadas à roda simulam um tempo de 13,8 horas, fazendo com a temperatura final chegue à temperatura ambiente.

### 5.1.2. Simulação térmico-estrutural

Para determinar o campo de tensões gerado pelo processo de tratamento térmico, é necessário fazer com que as temperaturas obtidas para cada nó, em cada instante de tempo da simulação térmica, sejam usadas como carregamentos em um modelo estrutural. Com isto, torna-se possível definir as tensões residuais do processo de fabricação.

O primeiro passo para tal análise é a caracterização do material do ponto de vista estrutural. Para isto, o material é caracterizado de forma multilinear, em que cada par de valores tensão-deformação para diferentes temperaturas é dado como parâmetro de entrada para o software. Estes valores são utilizados conforme definido por Santos (2008). É importante salientar que estes valores provêm de uma adaptação de dados extraídos de materiais de roda semelhantes à roda classe C (utilizada neste trabalho), já que os valores de tensão deformação para diferentes temperaturas aplicadas ao material da roda em análise não se encontram na literatura.

Outro fator muito importante é o coeficiente de expansão térmica, definido pela AAR conforme a equação 5.4.

$$\alpha = 1,065 \cdot 10^{-5}T + 6,448 \cdot 10^{-9}[1/^{\circ}\text{C}] \quad (5.4)$$

Dados os parâmetros do material, ao modelo da roda foi imposta a restrição de deslocamento na região de seu cubo e, para cada instante de tempo da análise térmica (descrita no item anterior), as temperaturas agem como carregamentos e as tensões podem ser encontradas.

## 5.2. Simulação de contato de rolamento

Para realizar a simulação do rolamento da roda sobre o trilho, foi construído um modelo 3D do trilho sob a roda já utilizada na simulação térmico-estrutural, conforme ilustrado na Figura 5.5. Este modelo foi obtido através da revolução completa da seção transversal da roda e da extrusão de 600 mm da seção transversal do trilho, sendo esta medida correspondente à distância entre dois dormentes.

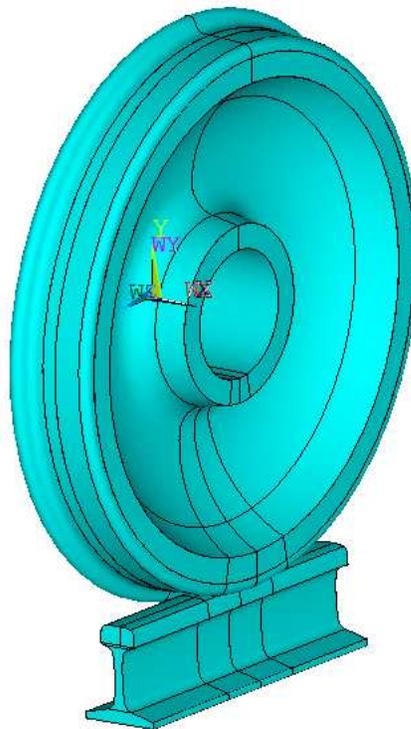


Figura 5.5 - Modelo de contato roda-trilho

A exemplo do processo de geração de malha realizado na simulação térmica, a região do contato mecânico no trilho deve possuir também uma discretização com maior nível de detalhes. Conforme se afasta em direção à base do trilho, os nós tornam-se menos concentrados, em função

da menor solicitação mecânica nesta região e do menor interesse nos resultados longe da região do contato. Esta distribuição da malha é mostrada na Figura 5.6.

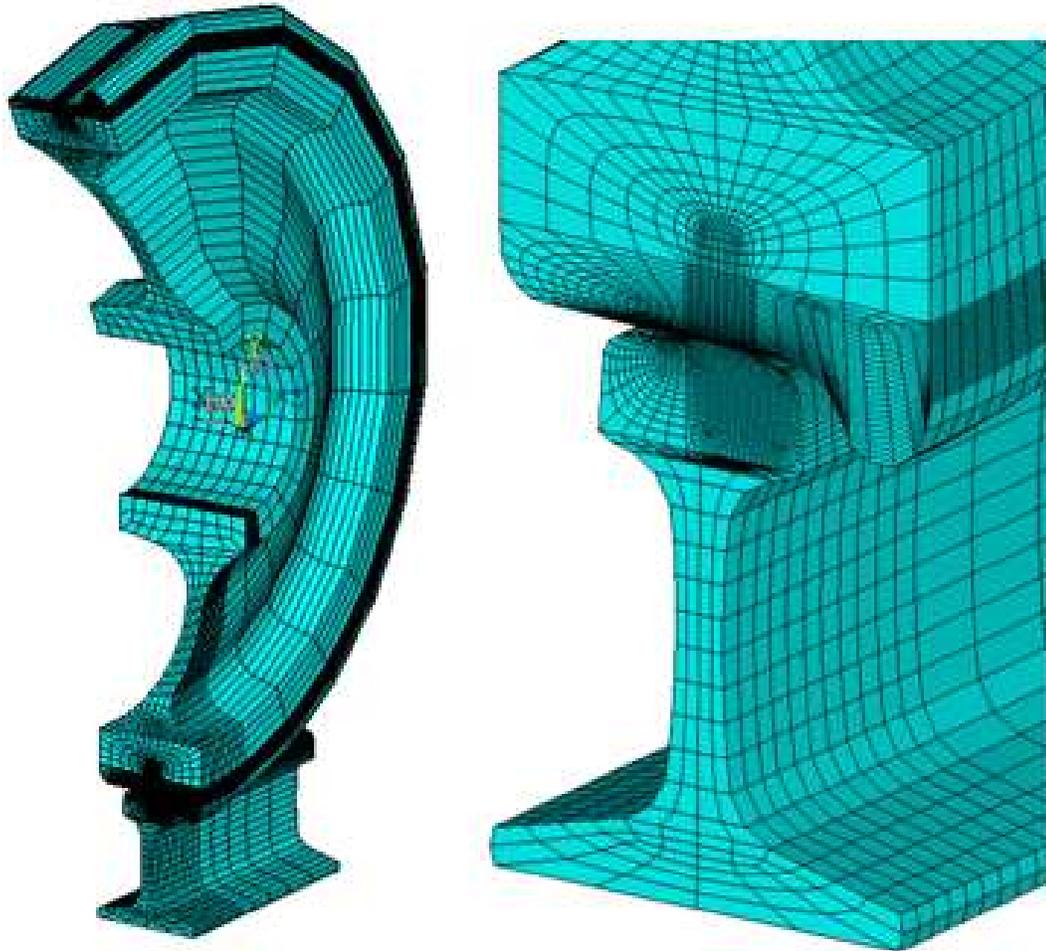


Figura 5.6 - Modelo de contato discretizado, com destaque para a região do rolamento

Para os nós da roda e do trilho foram atribuídos os elementos do tipo *SOLID185*, da biblioteca do *Ansys*<sup>®</sup>. A escolha destes elementos se deu em função de possuírem 8 nós com deslocamentos possíveis nos eixos *x*, *y* e *z* e serem compatíveis com plasticidade.

Além dos elementos sólidos, foi necessário definir os elementos de contato entre roda e trilho, definidos pelos elementos *CONTA173* e *TARGE170*, ambos da biblioteca do *Ansys*<sup>®</sup>. Estes elementos foram inseridos na superfície do sólido (definido anteriormente) que está sujeita ao

contato, sendo que o elemento *CONTA173* é atribuído à roda e o elemento *TARGE170* ao trilho. Usualmente, quando um dos corpos em contato é rígido, a este é atribuído o elemento *TARGE170*, porém no caso em estudo ambos os sólidos são deformáveis.

A definição do tamanho da superfície que conterà os elementos de contato foi feita buscando minimizá-la tanto quanto possível, para que o tempo de processamento da simulação fosse otimizado. Com isto, somente às superfícies de uma pequena seção do aro da roda e do trilho foram atribuídos os elementos de contato, como pode ser verificado na Figura 5.7. Este comprimento da superfície de contato, considerando uma amplitude de rolamento de 140mm, foi definido como 182mm.

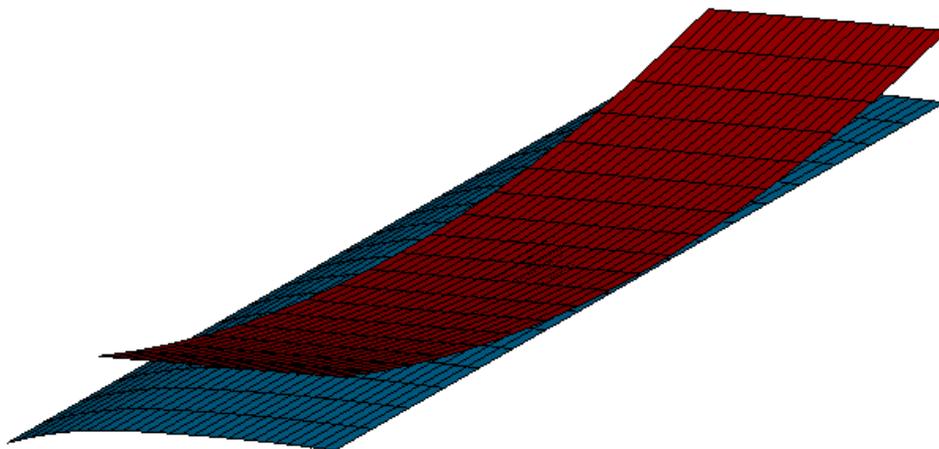


Figura 5.7 - Elementos de contato

O método de solução do problema de contato, cuja escolha é um parâmetro do elemento, é o algoritmo Lagrangiano Aumentado, que se trata de uma série de iterações do método das penalidades, em que os esforços do contato são aumentados até que a penetração seja menor que um valor limite, que deve ser tão pequeno quanto possível para representar a condição mais próxima do contato real, em que a penetração é zero. Este limite, para o modelo em estudo foi definido como 0,01mm.

Para provocar o movimento de rotação da roda sobre o trilho, mais um par de elementos de contato foi utilizado, desta vez ligando um nó posicionado no que seria o centro do eixo (*TARGE170*) até o cubo da roda (*CONTA173*). Este nó localizado no centro da roda,

representando o eixo é chamado de *nó piloto*, uma vez que recebe todas as informações de deslocamento e as transfere diretamente ao cubo da roda.

O material considerado para a simulação foi caracterizado através de um ensaio de tração realizado por Santos (2008). Os valores obtidos foram usados para definir o modelo de endurecimento cinemático multilinear.

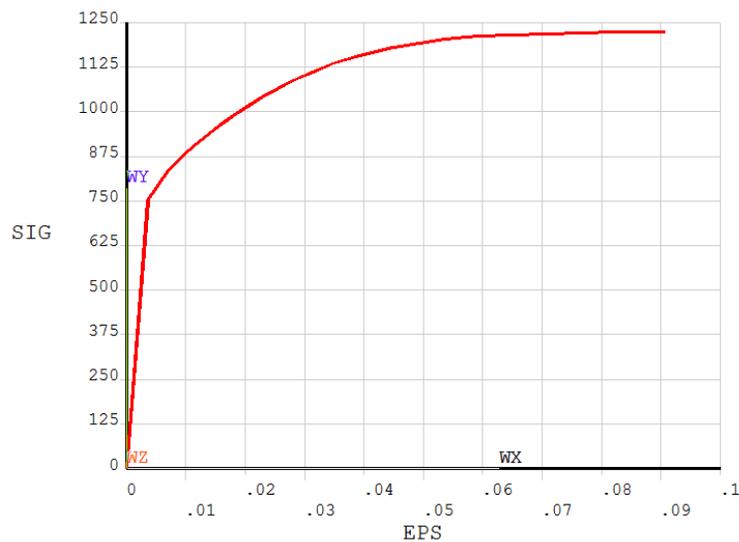


Figura 5.8 - Curva de tensão-deformação do material utilizado no modelo de contato

Uma vez definidos os elementos, foram atribuídos a região do contato, o material e a malha, os carregamentos para que a simulação pudesse acontecer. Os carregamentos foram aplicados em duas etapas distintas: estática e rolamento.

Na etapa estática, uma carga de 19,5 toneladas foi aplicada sobre a roda. Este valor foi utilizado por Santos (2008) por representar 30% de margem sobre o valor máximo de 15t de carregamento em vagões da companhia Vale, que utilizam a roda classe C. Esta margem se justifica em função da existência de imperfeições na via que podem provocar valores superiores ao limite de 15t e também porque a carga transportada tem aumentado significativamente nos últimos anos, estando no momento em cerca de 16,5 toneladas por roda no Brasil.

Após a etapa estática, foram aplicados seis ciclos de deslocamentos de 140mm cada, em incrementos de 1mm. Como a roda parte da posição central, ocorre um deslocamento inicial de

70mm, seguido de 5 deslocamentos de 140mm com sentidos opostos, e um último deslocamento de 70mm em que retorna à posição central inicial, completando os 6 ciclos.

Tanto para o caso estático quanto para os rolamentos, o trilho possui restrições aos movimentos em todas as direções, bem como a roda possui restrição de deslocamento no eixo x (movimento normal à rotação sobre o trilho).

### **5.2.1. Simulação de contato de rolamento com tensões residuais de fabricação**

Para analisar o comportamento do contato roda-trilho, foram realizadas duas simulações distintas: a primeira consiste em aplicar o rolamento em um modelo de roda livre de tensões, enquanto a segunda consiste em inserir no modelo da roda as tensões provenientes do processo de fabricação e, somente então, realizar a simulação de contato.

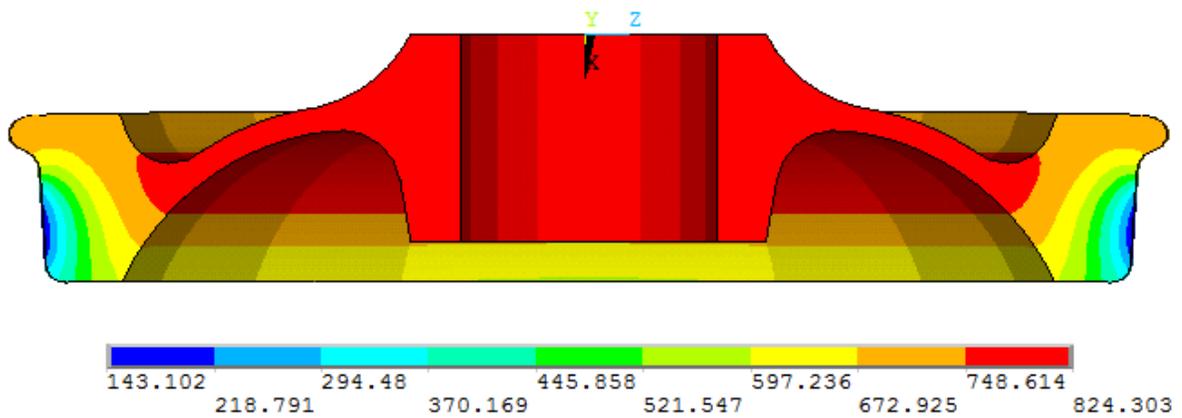
Para que as tensões provenientes do processo de tratamento térmico da roda fossem consideradas, o mapa de tensões foi inserido na roda através do comando *INISTATE*, da biblioteca do *Ansys*<sup>®</sup>. Este comando é utilizado primeiramente na simulação térmico-estrutural, para escrever todas as tensões em um arquivo específico. A segunda utilização do comando foi na função de leitura do arquivo de tensões residuais para a posterior simulação do contato.

## **6. Resultados e discussões**

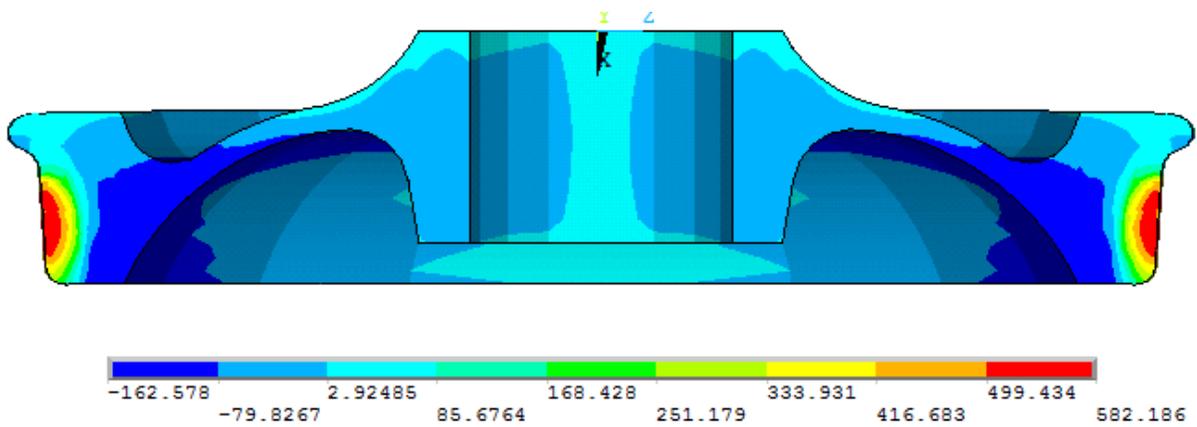
Uma vez descritos os procedimentos de simulação do contato roda-trilho, bem como do processo de tratamento térmico da roda, faz-se necessária a apresentação dos resultados encontrados. Estes resultados buscam descrever a influência de cada etapa do processo de fabricação e de cada ciclo de rolamento em todas as regiões da roda, bem como servem como dados de entrada para a análise da vida em fadiga, cujos resultados também serão apresentados nesta seção.

### **6.1. Resultados da simulação do processo de fabricação**

Após o processo de têmpera, dado o rápido resfriamento da região próxima ao contato, verifica-se uma grande amplitude de temperaturas ao longo da seção da roda. Enquanto áreas próximas à pista de rolamento apresentam temperaturas ao redor de  $140^{\circ}\text{C}$ , regiões mais afastadas desta área apresentam temperaturas muito elevadas, pouco alteradas com relação à temperatura inicial de  $860^{\circ}\text{C}$ . Estas diferentes taxas de resfriamento da roda em diferentes regiões proporcionam contrações não uniformes ao longo da geometria, o que por sua vez promove o aparecimento de uma região de grande concentração de tensões de tração na pista de rolamento. Estas distribuições podem ser verificadas na Figura 6.1.



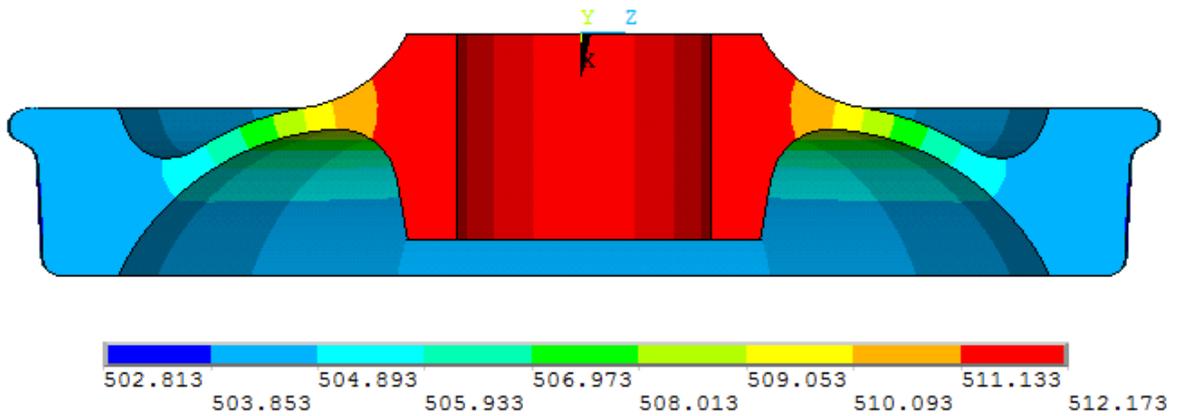
(a)



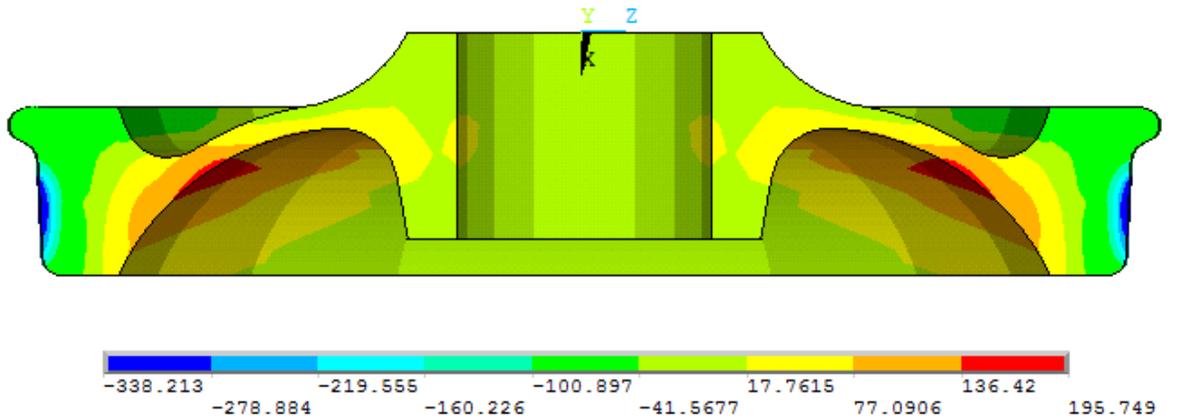
(b)

Figura 6.1 – Temperaturas (a) e tensões circunferenciais (b) após têmpera

Após o processo de têmpera, o revenimento equaliza as temperaturas da roda em valores ao redor de 500°C, o que por sua vez transforma o campo de tensões na roda. A região da pista de rolamento, que antes se encontrava sob tensões de tração, agora apresenta tensões de compressão, enquanto uma região superior ao rolamento passa a apresentar tensões de tração, conforme pode ser verificado na Figura 6.2.



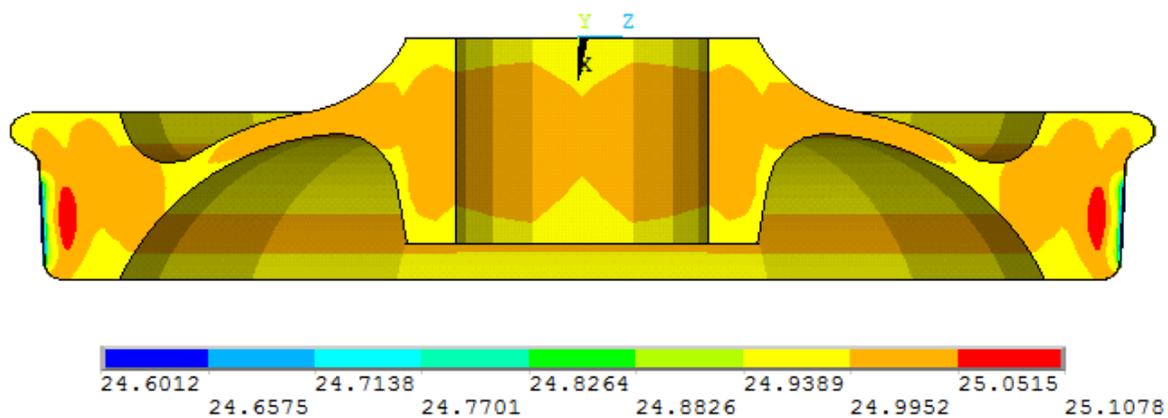
(a)



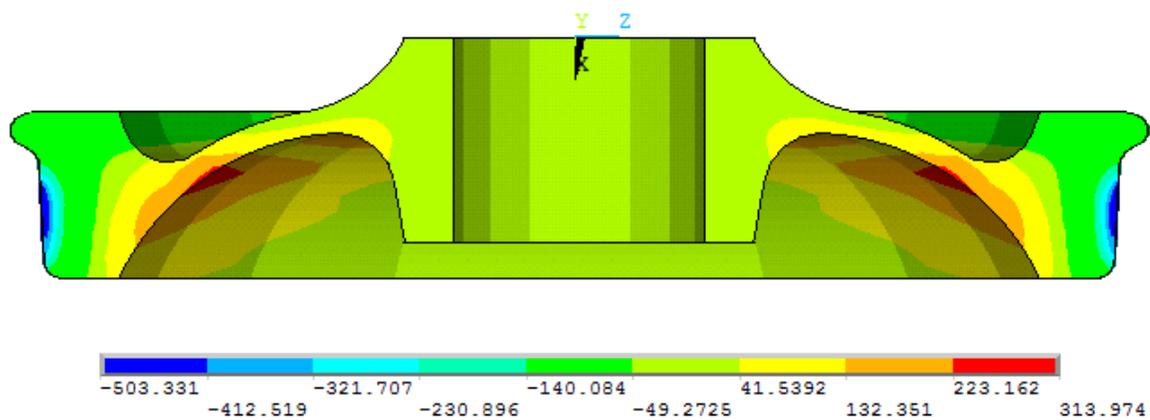
(b)

Figura 6.2 - Temperaturas (a) e tensões circunferenciais (b) após revenimento

Com o resfriamento através de convecção natural, até a temperatura ambiente, o que se verifica, além da temperatura final estável a 25°C, é um campo de tensões com a mesma configuração das tensões pós-revenimento. Porém, observa-se um aumento nos valores das tensões residuais de compressão, chegando a 503 MPa em uma região muito próxima à superfície, conforme Figura 6.3.



(a)



(b)

Figura 6.3 - Temperaturas (a) e tensões circunferenciais (b) após resfriamento

Nota-se que os resultados obtidos encontram-se em concordância com a simulação realizada por Santos (2003), ilustrada na Figura 6.4.

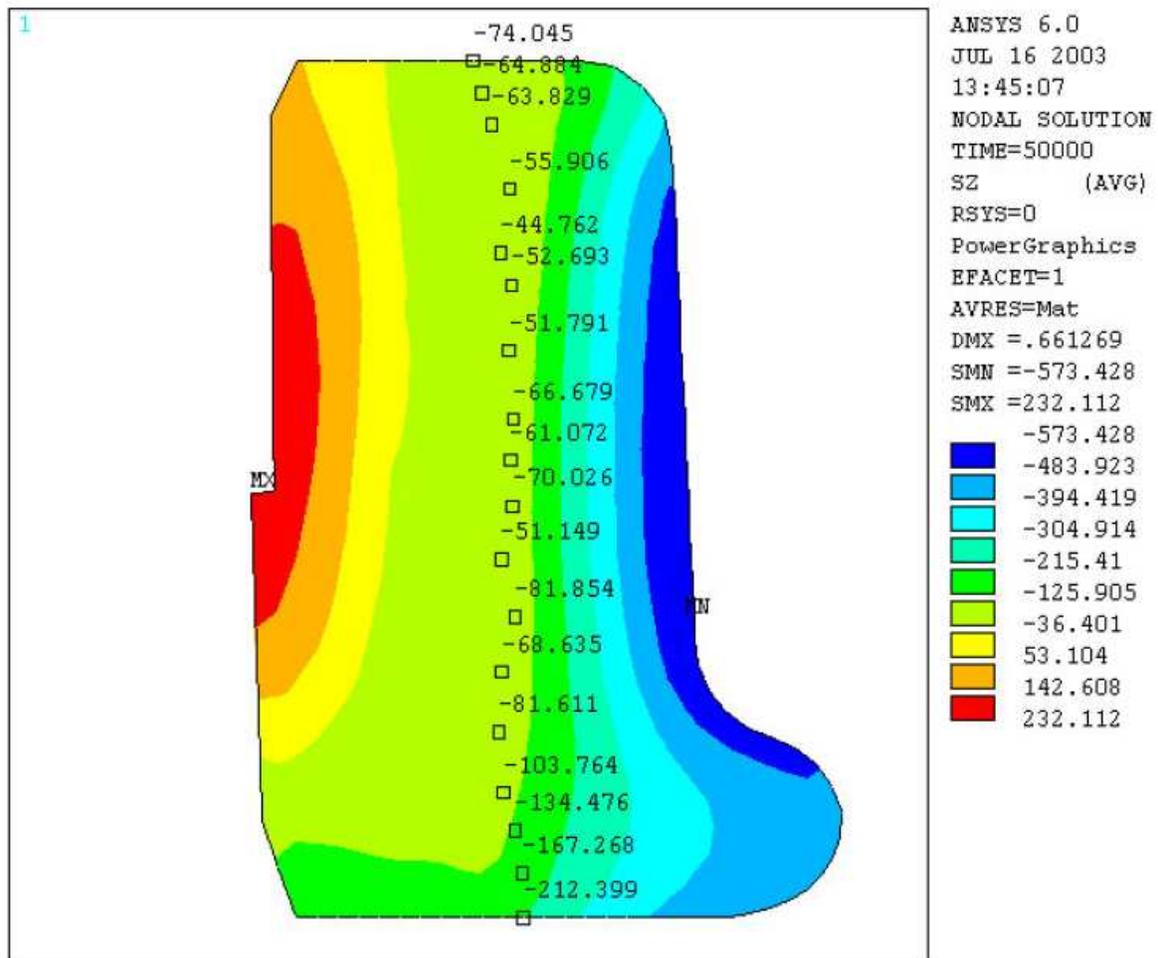


Figura 6.4- Resultado de simulação das tensões residuais devido ao tratamento termico - (Santos, 2003)

## 6.2. Resultados da simulação do contato roda trilho

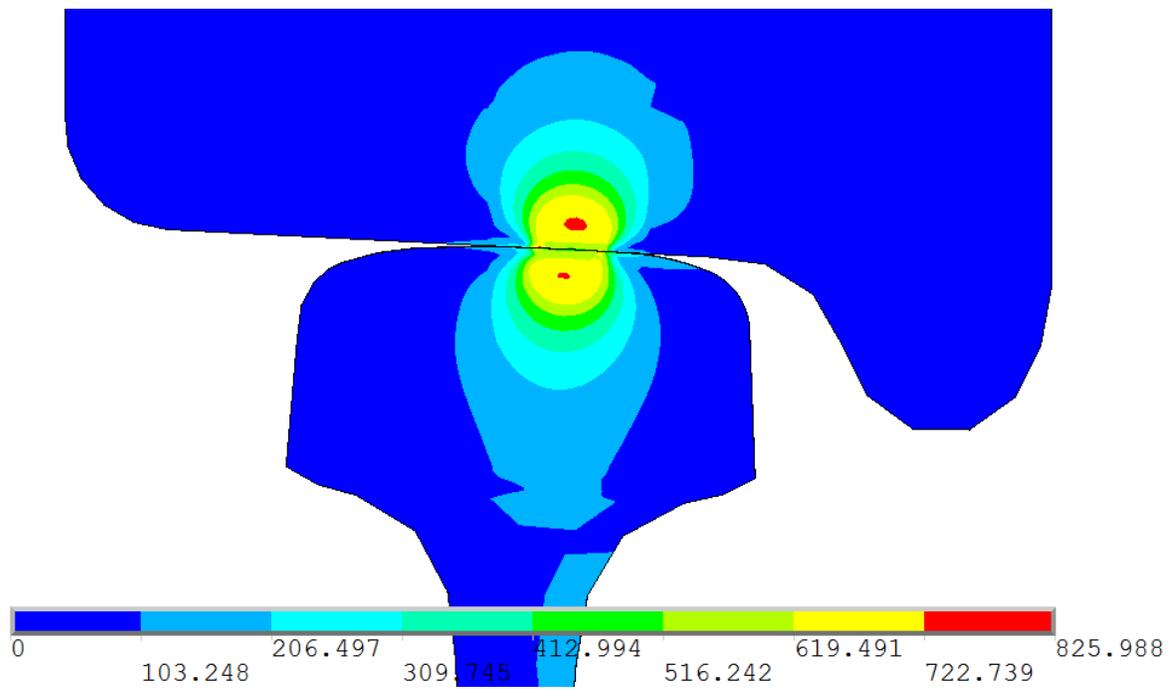
Os resultados da simulação de contato serão apresentados em duas formas principais: na primeira, são mostrados os resultados obtidos através de uma simulação de contato em que a roda está livre de tensões residuais; na segunda, as tensões residuais provenientes do processo de fabricação são consideradas na simulação de contato.

### **6.2.1. Roda sem tensões residuais**

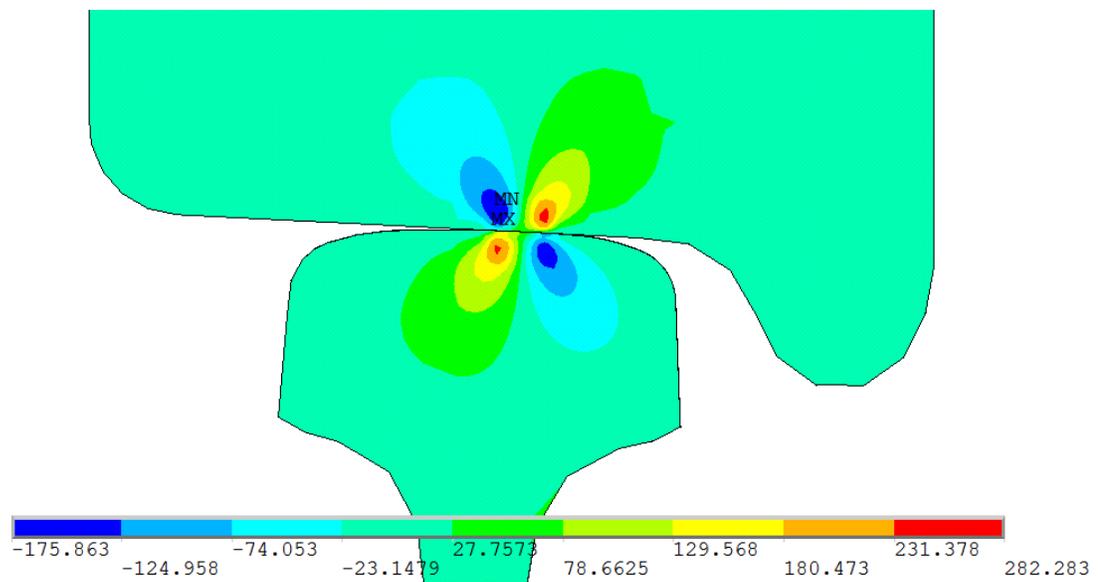
Ao se submeter a roda, livre de tensões residuais de fabricação, à aplicação de uma solicitação estática, seguida por seis ciclos de deslocamento, pode-se verificar a formação de tensões de Von Mises máximas em uma posição abaixo da superfície da roda. Este valor da tensão de Von Mises estabiliza-se conforme mais ciclos vão sendo aplicados.

Além disso, ao verificarem-se as tensões de cisalhamento máximas, nota-se que estas ocorrem em uma orientação de  $45^\circ$  em relação à direção da força aplicada. A exemplo do que ocorre com as tensões de Von Mises, estas tensões tendem a se estabilizar conforme mais ciclos são aplicados ao modelo.

A Figura 6.5, Figura 6.6, Figura 6.7 e Figura 6.8 apresentam as distribuições de tensões após o carregamento estático, um ciclo, três ciclos e cinco ciclos respectivamente.

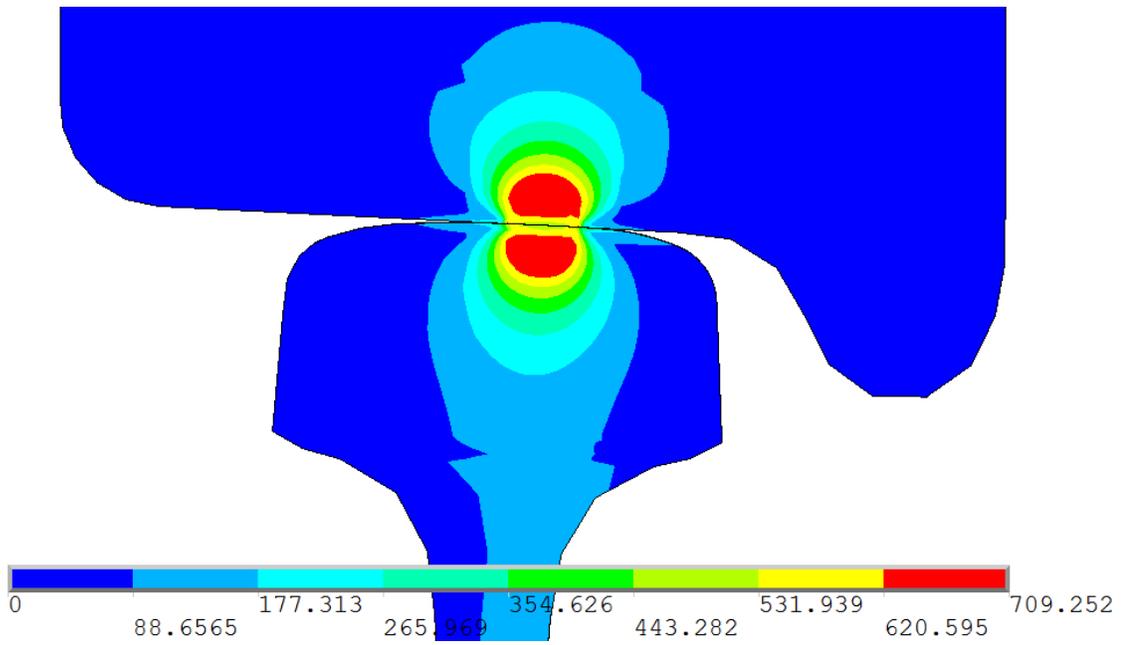


(a)

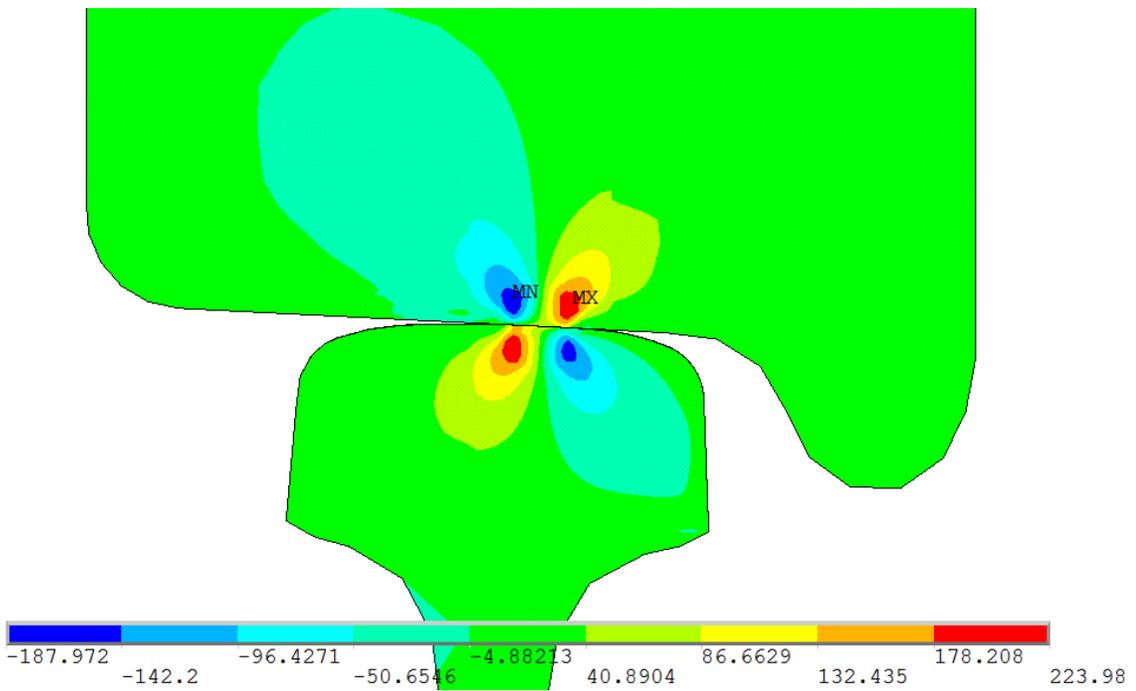


(b)

Figura 6.5 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após simulação estática

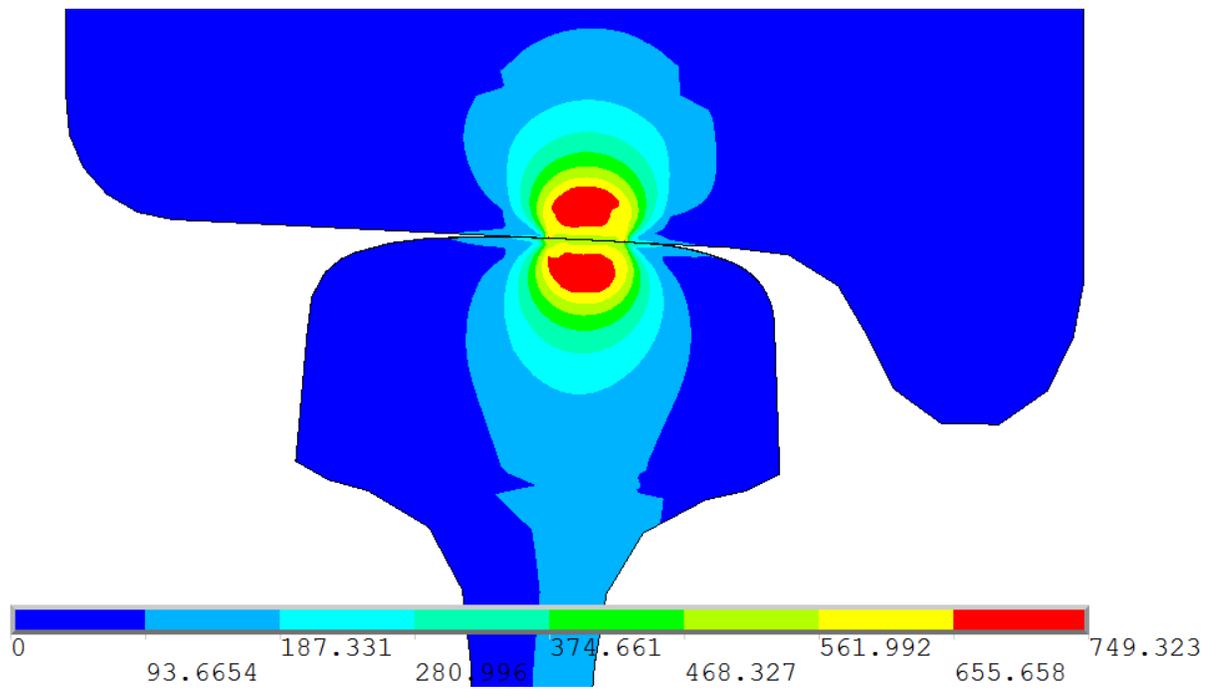


(a)

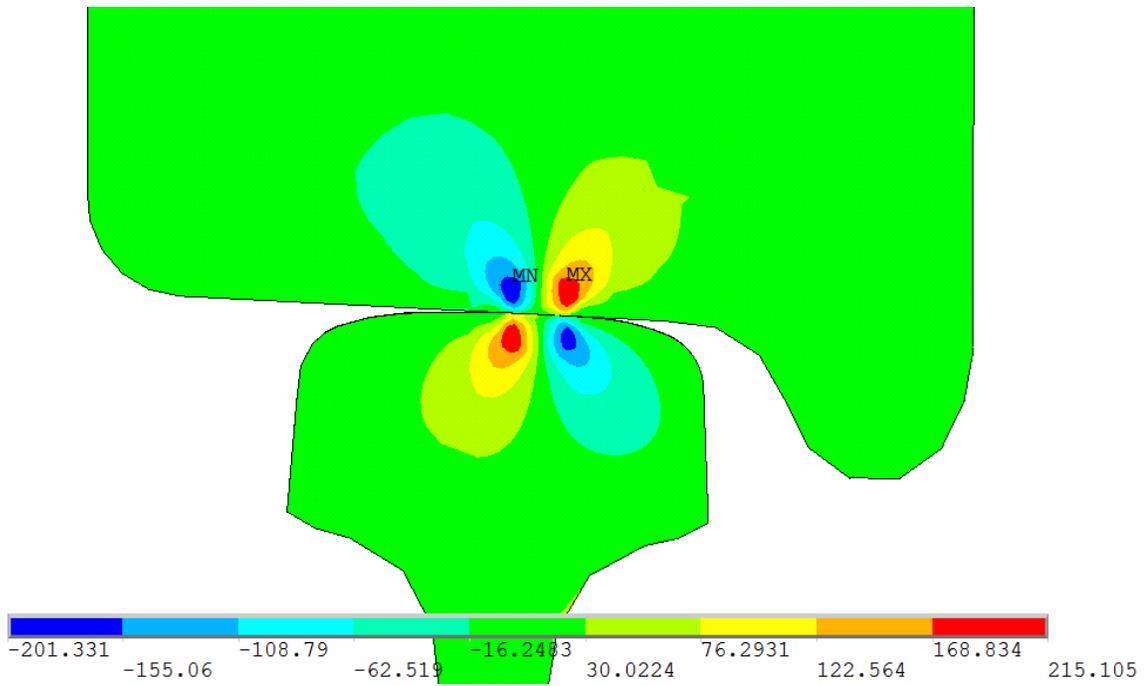


(b)

Figura 6.6 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após 1 ciclo

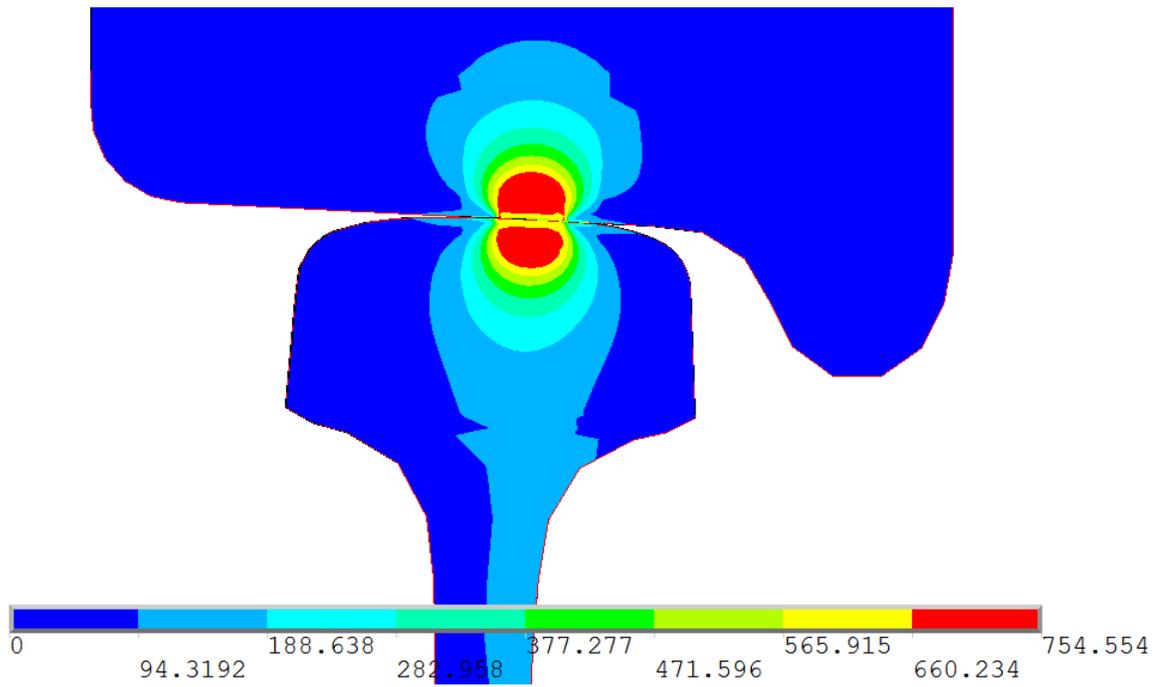


(a)

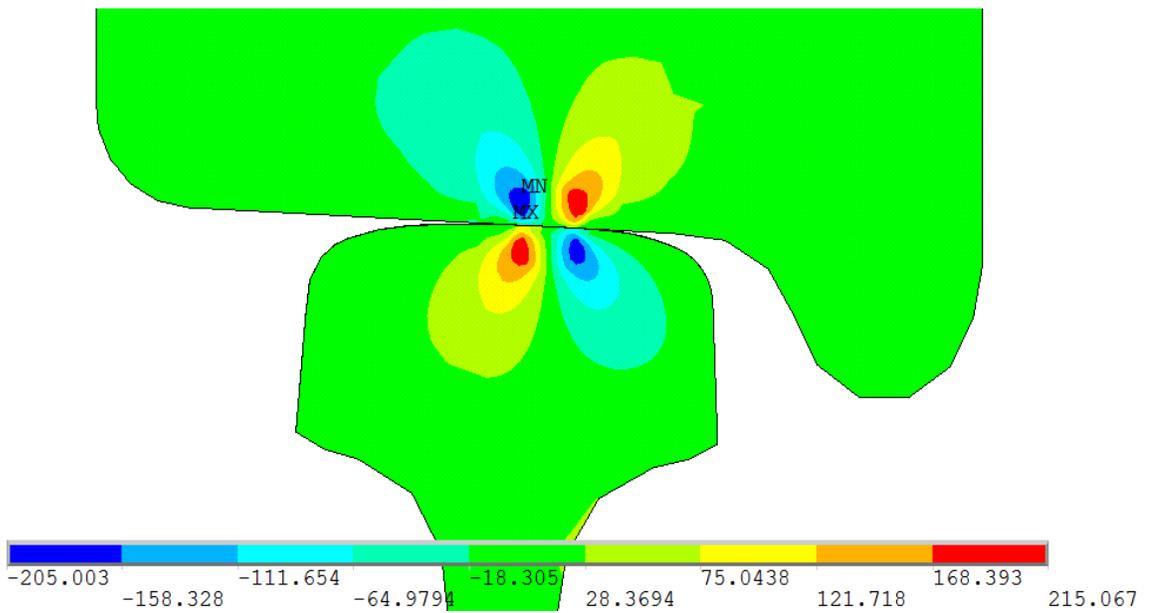


(b)

Figura 6.7 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após 3 ciclos



(a)



(b)

Figura 6.8 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após 5 ciclos

Ao se identificar o nó com máxima deformação plástica, localizado em região abaixo da superfície de rolamento, é possível traçar um gráfico que identifica a evolução da deformação plástica deste ponto em função do tempo. Conforme a Figura 6.9, fica evidente que quase a totalidade da deformação plástica se dá no carregamento estático, sobrando uma parcela ínfima de deformação plástica sofrida no primeiro ciclo, e não havendo praticamente deformação plástica a partir do segundo ciclo.

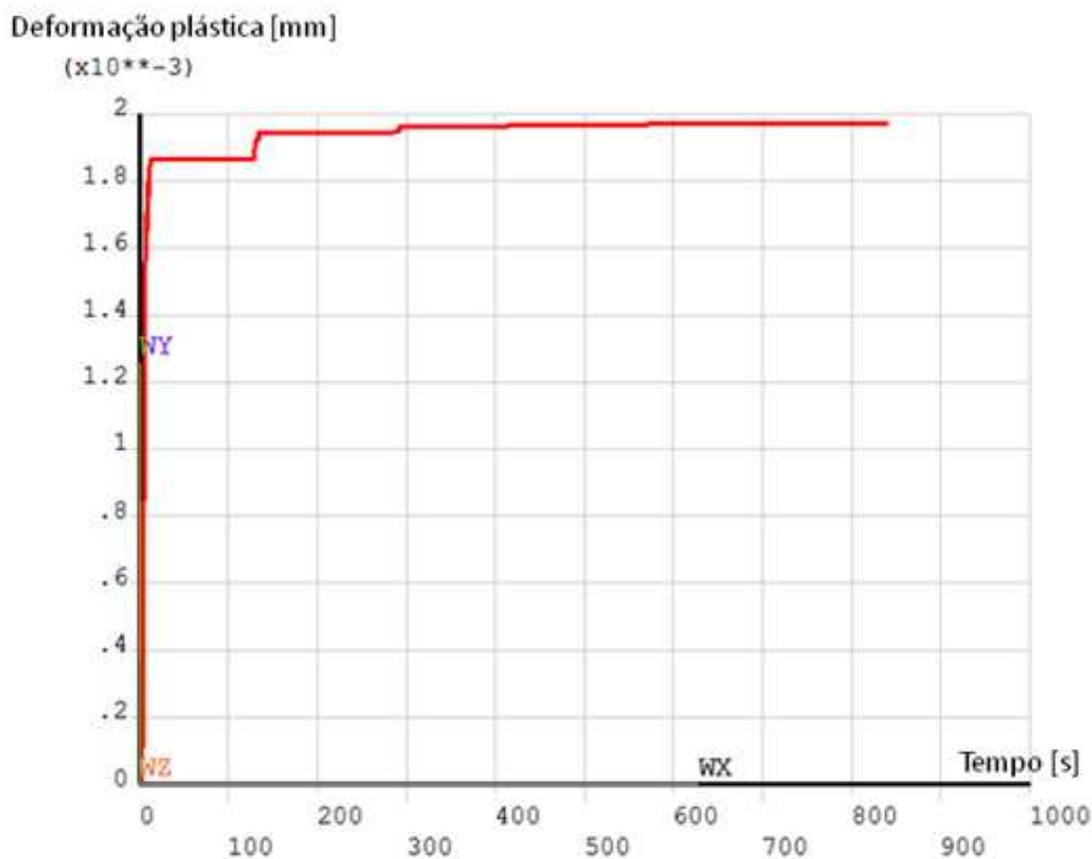


Figura 6.9 - Evolução da deformação plástica em função do tempo, em nó com máximo valor de deformação plástica

Ainda analisando-se o nó de máxima deformação plástica, é possível traçar o gráfico que relaciona a tensão sofrida neste ponto em função da deformação plástica (Figura 6.10), e também em função da deformação total (Figura 6.11).

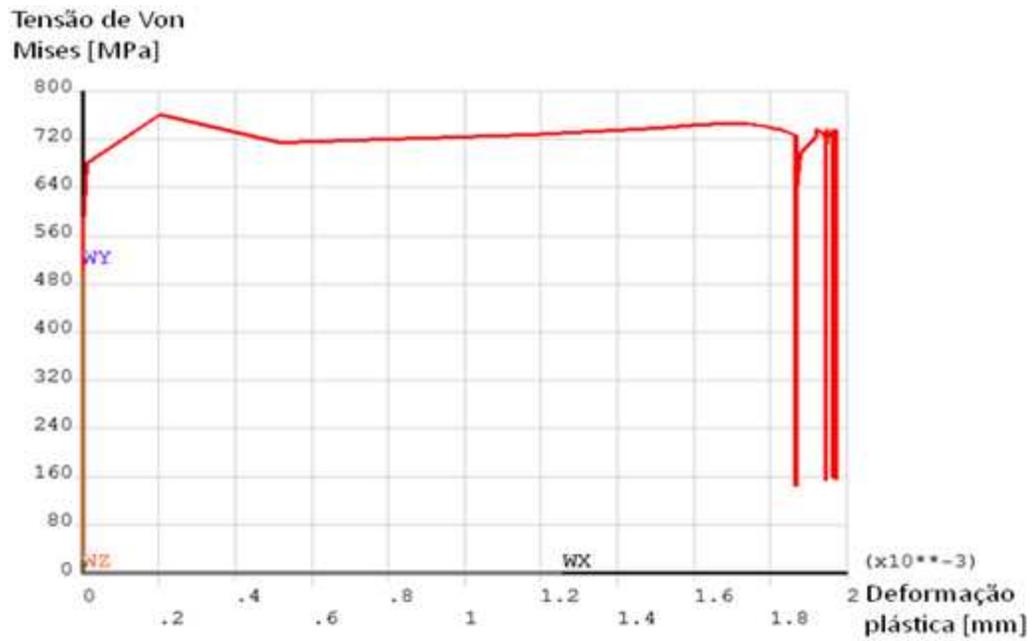


Figura 6.10 - Tensão de Von Mises em função da deformação plástica, para um nó de máxima deformação plástica após 6 ciclos

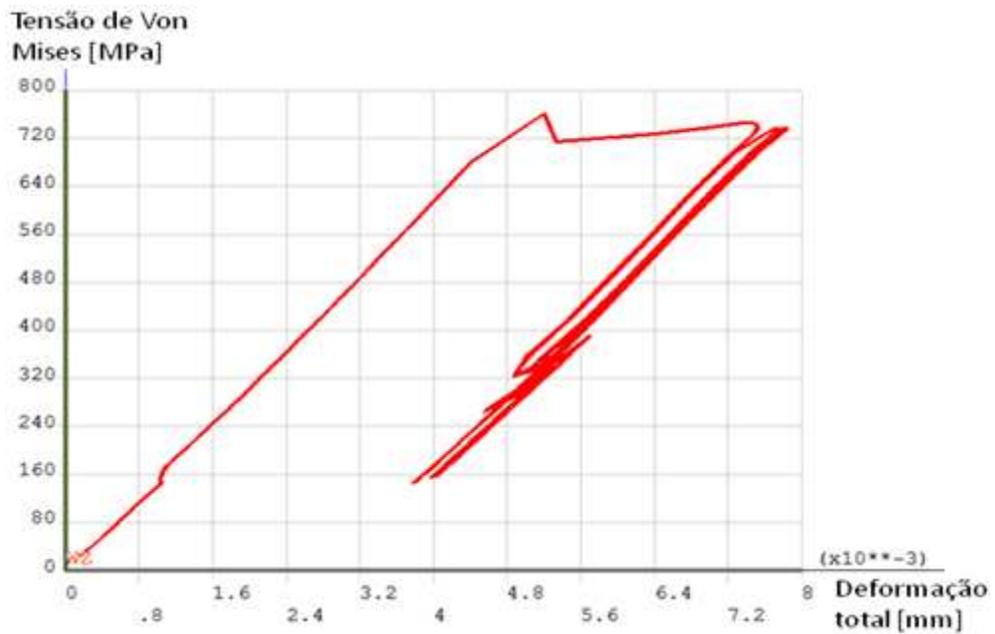


Figura 6.11 - Tensão de Von Mises em função da deformação total, para um nó de máxima deformação plástica após 6 ciclos

Pelos gráficos de tensão-deformação anteriores fica claro que, após os dois primeiros ciclos de rolamento, o material passa a ter um comportamento elástico, ou seja, não ocorrem mais deformações plásticas. Assim sendo, mesmo que a simulação envolva uma quantidade superior aos seis ciclos, as tensões e deformações residuais terão uma configuração muito semelhante às ilustradas na Figura 6.12 e Figura 6.13. Obviamente, dada uma roda real, este padrão será visto em toda a circunferência da roda, já que no modelo utilizado apenas um pequeno deslocamento angular foi realizado.

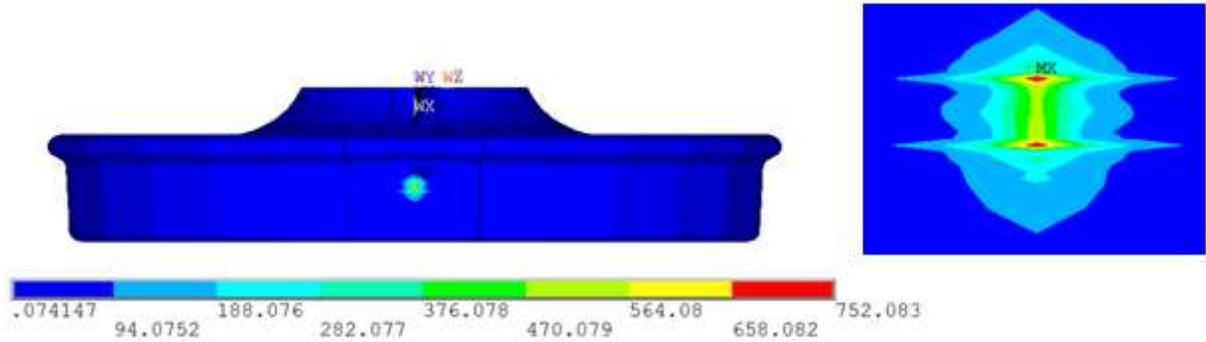


Figura 6.12 - Tensões residuais ao redor do contato, após 6 ciclos

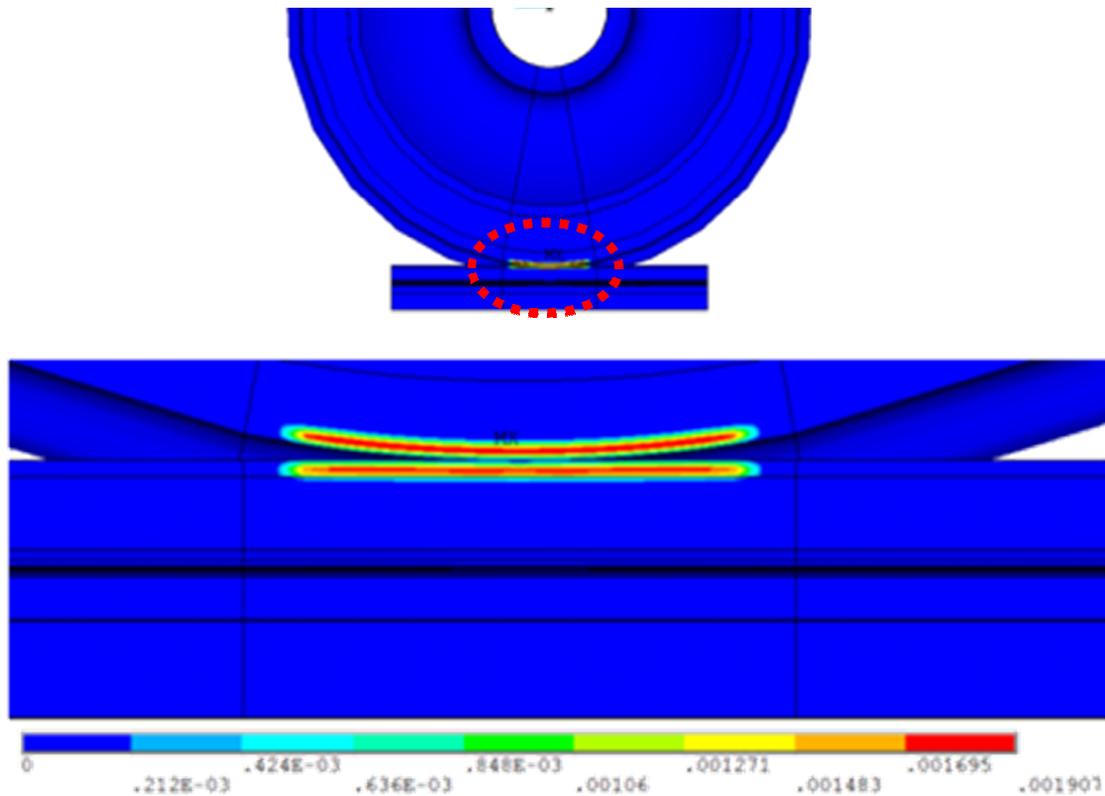


Figura 6.13 - Deformações plásticas, após 6 ciclos

### 6.2.2. Roda com tensões residuais

Após se inserir as tensões residuais provenientes do processo de fabricação (Figura 6.14), a roda é submetida aos mesmos carregamentos da simulação anterior, ou seja, uma etapa estática seguida de seis ciclos de carregamentos de 140mm cada.

Já na etapa estática, é possível notar que além dos esforços concentrados na região do contato, estão presentes também as tensões em toda a superfície da roda.

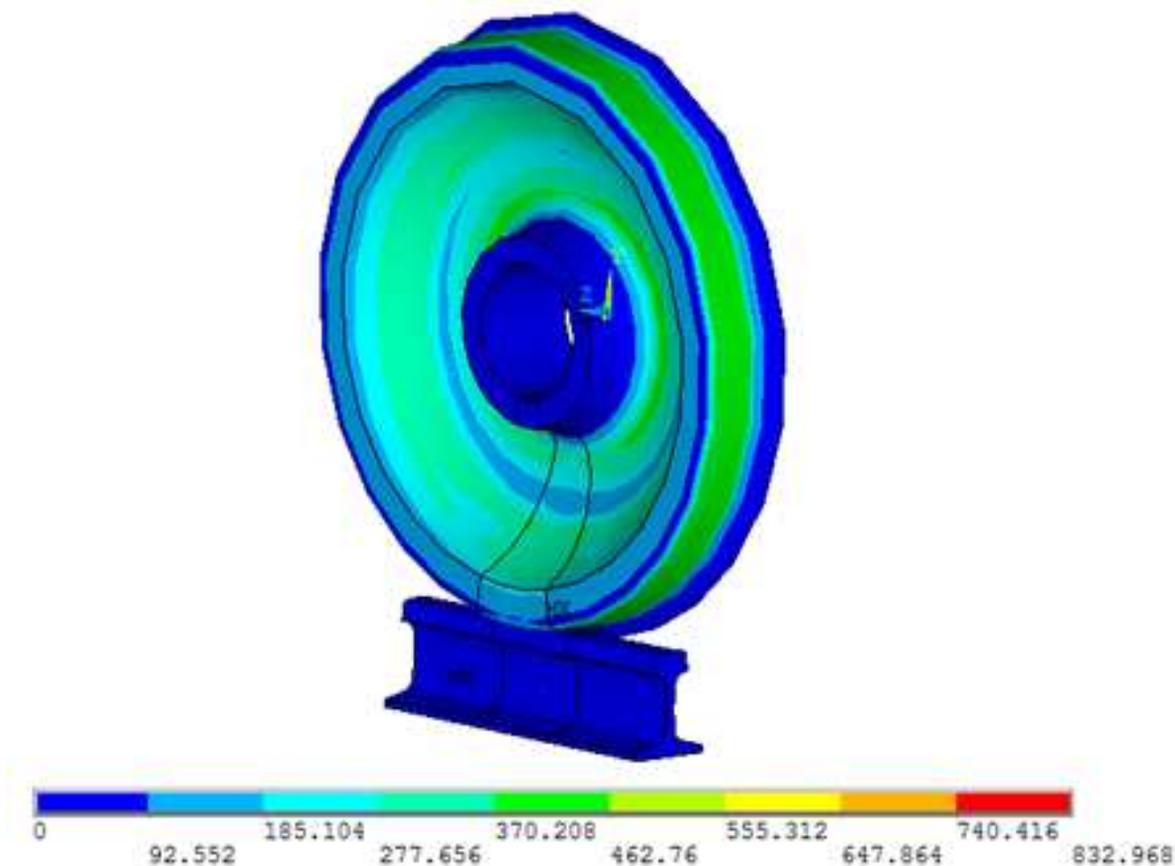
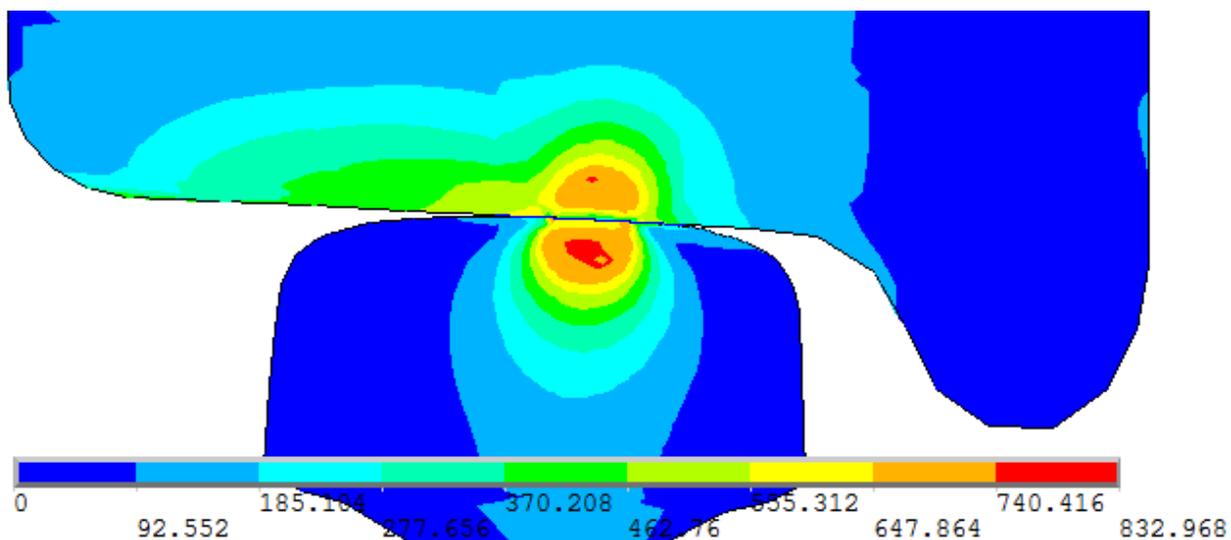


Figura 6.14 - Presença das tensões residuais provenientes do tratamento térmico na simulação estática

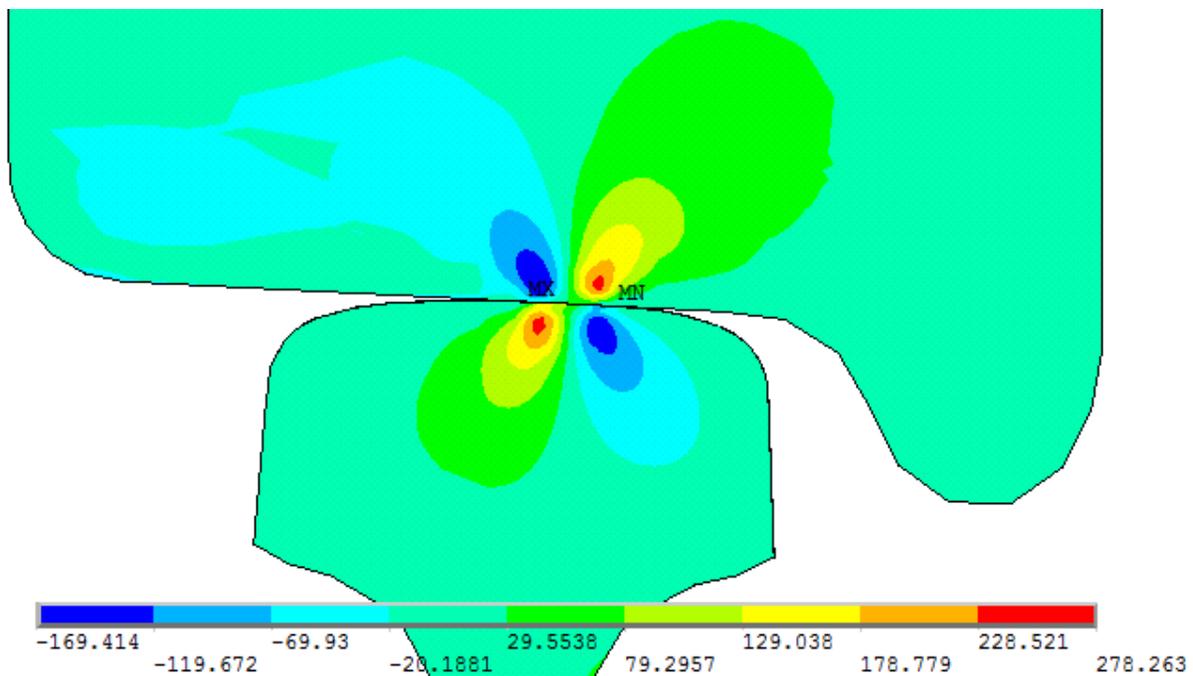
Novamente, a exemplo do que ocorreu para a roda livre de tensões residuais, pode-se verificar a formação de tensões de Von Mises máximas em uma posição abaixo da superfície da roda. Este valor da tensão de Von Mises estabiliza-se conforme mais ciclos vão sendo aplicados. Desta vez, porém, os valores encontrados são superiores e sua distribuições são diferentes, em função da existência das tensões residuais.

Com relação às as tensões de cisalhamento máximas, nota-se que estas ocorrem novamente em uma orientação de  $45^\circ$  em relação à direção da força aplicada, com valores máximos superiores aos obtidos na simulação sem tensões residuais. A exemplo do que ocorre com as tensões de Von Mises, estas tensões de cisalhamento tendem a se estabilizar conforme mais ciclos são aplicados ao modelo. A Figura 6.15, Figura 6.16, Figura 6.17 e Figura 6.18 apresentam

as distribuições de tensões após o carregamento estático, um ciclo, três ciclos e cinco ciclos respectivamente, para a roda com tensões iniciais de fabricação.

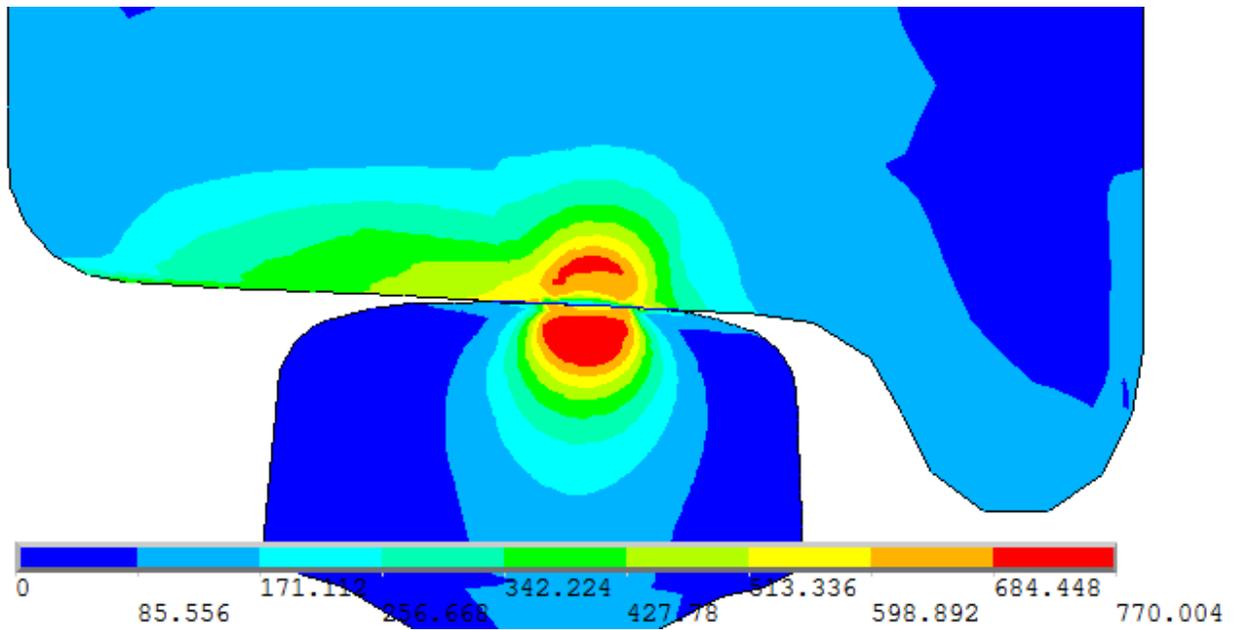


(a)

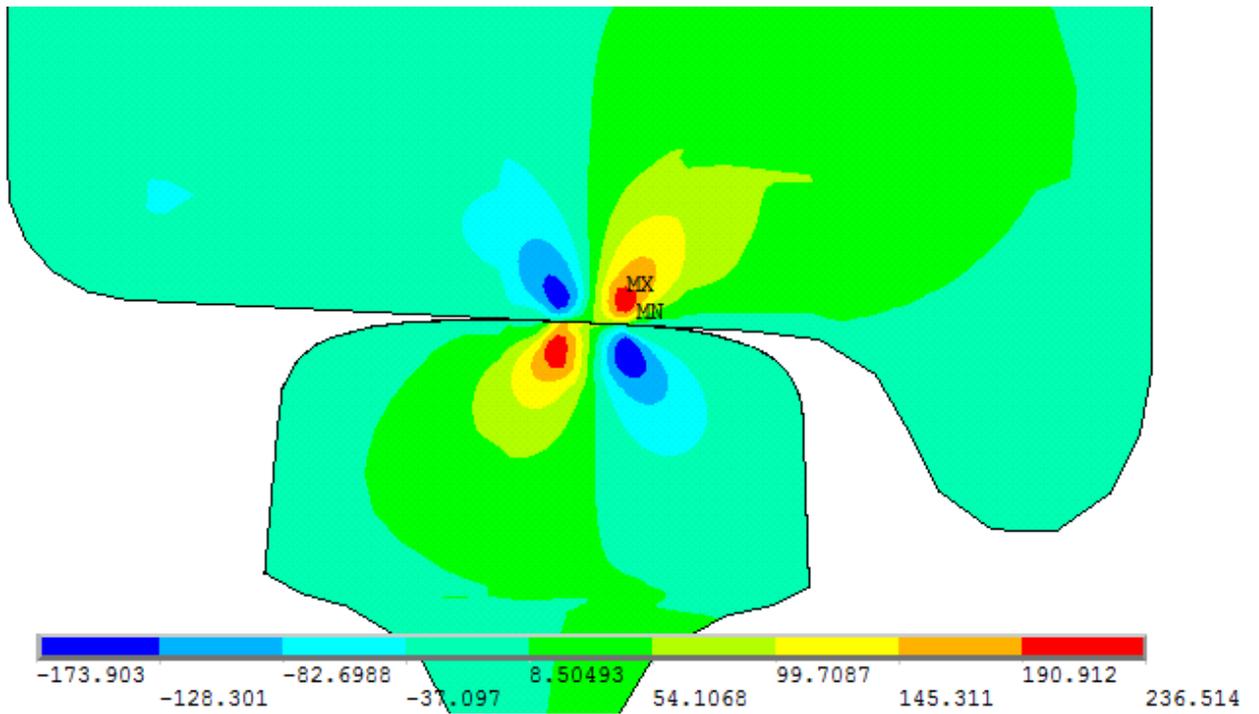


(b)

Figura 6.15 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após simulação estática

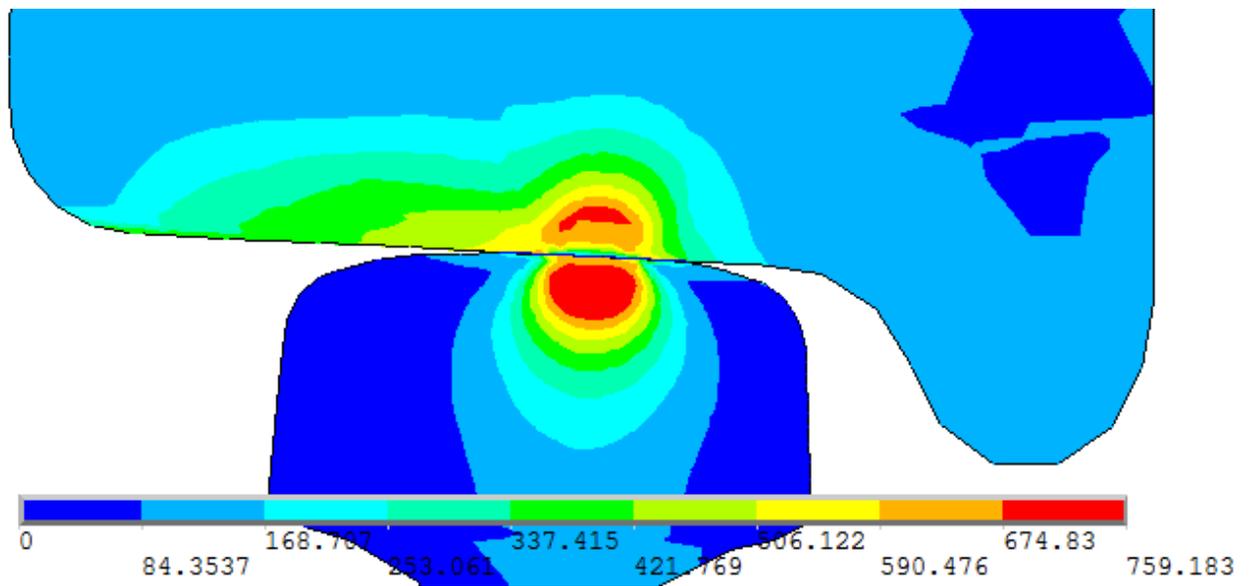


(a)

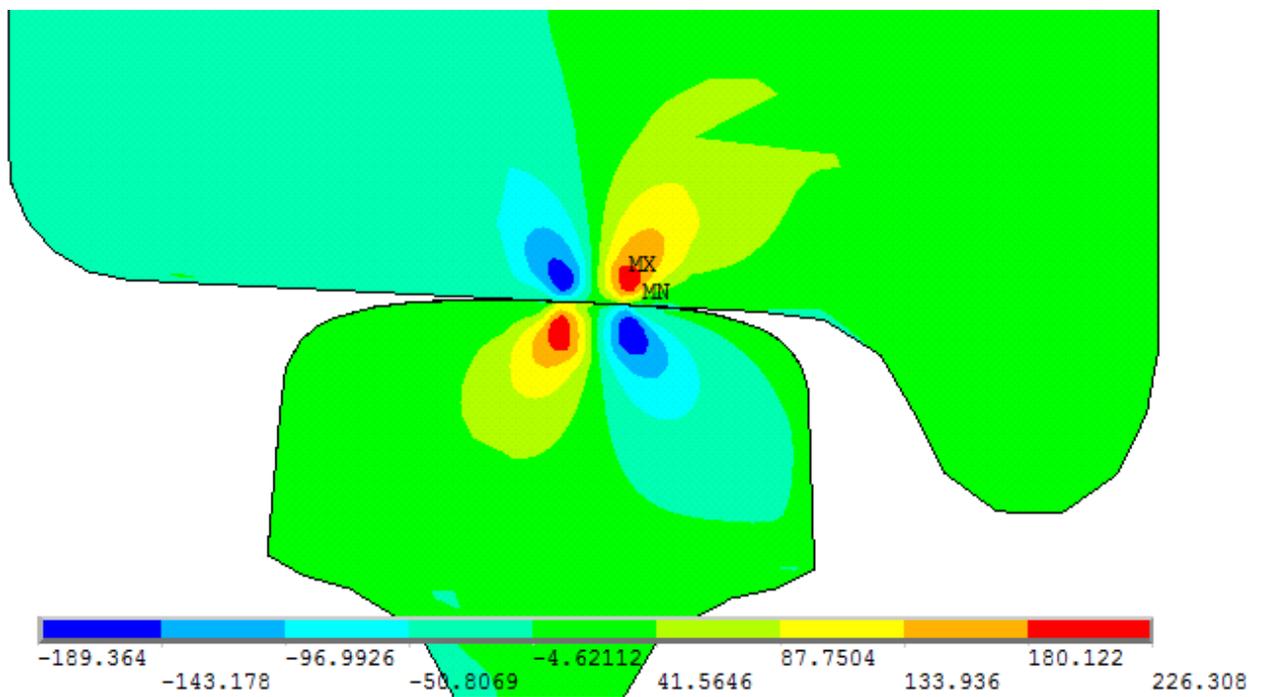


(b)

Figura 6.16 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após 1 ciclo

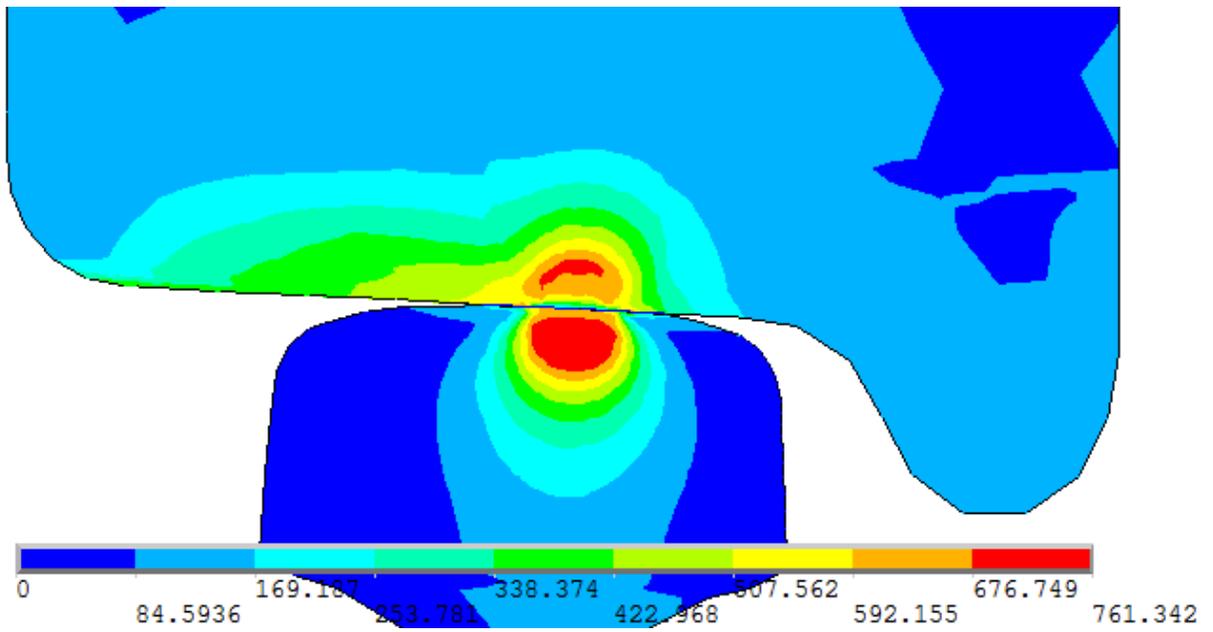


(a)

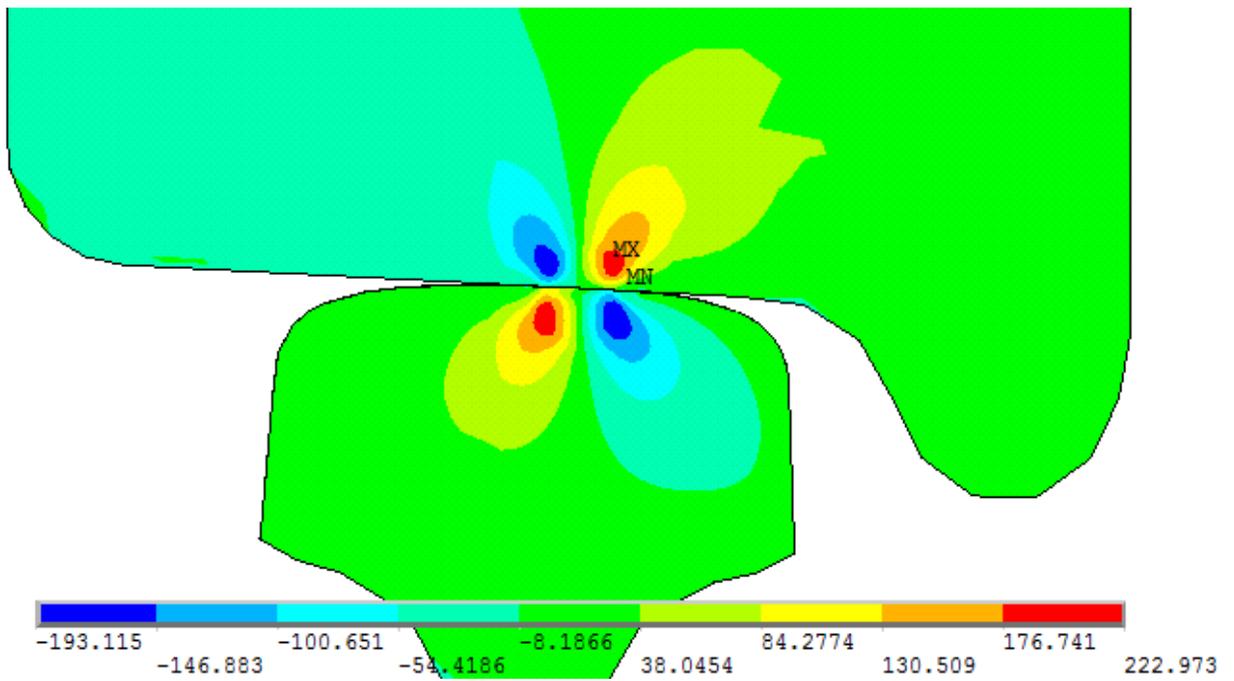


(b)

Figura 6.17 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após 3 ciclos



(a)



(b)

Figura 6.18 - Tensões de Von Mises (a) e de cisalhamento (b) após 5 ciclos

A exemplo do que foi feito anteriormente, é possível analisar o nó de máxima deformação plástica. Desta vez, em função das tensões residuais, as deformações plásticas possuem menor intensidade. A Figura 6.19, que ilustra a evolução da deformação plástica deste nó em função do tempo, demonstra que a partir do terceiro ciclo obtém-se a estabilização.

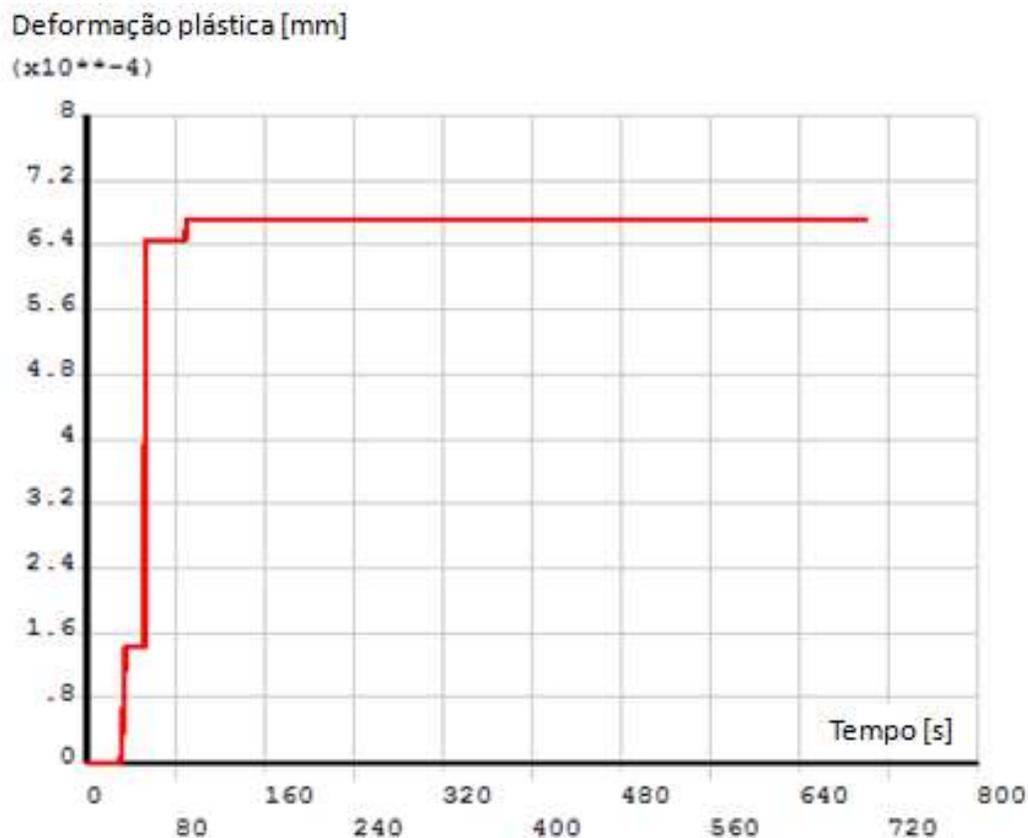


Figura 6.19 - Evolução da deformação plástica em função do tempo, em nó com máximo valor de deformação plástica

É possível ainda traçar o gráfico que relaciona a tensão sofrida neste ponto à deformação plástica, conforme a Figura 6.20. Observa-se que, inicialmente, as tensões apresentam valores a partir de aproximadamente 300 MPa, o que revela a presença das tensões residuais. Conforme o rolamento ocorre, estas tensões mínimas atingem valores menores que o inicial, até que a estabilização ocorra, após 3 ciclos.



Após a simulação dos ciclos de rolamento, é necessário utilizar o histórico de tensões e deformações para que os critérios de fadiga possam ser avaliados. A avaliação é feita utilizando-se de rotinas no software *Matlab*<sup>®</sup> versão R2010b.

Para a análise da fadiga, foram analisadas as tensões na região da roda mais solicitada pelo contato de rolamento, ou seja, em uma região próxima de onde se dá o contato com o trilho. Esta região possui uma seção transversal retangular (direção  $y$ - $z$ ), em que as tensões em cada nó de posição  $(y,z)$  são analisadas seguindo-se o critério de fadiga, considerando-se que os nós na direção  $x$ , que acompanham a curvatura roda, representam o histórico de tensões. Esta seção da roda para a análise de fadiga é representada na Figura 6.21.

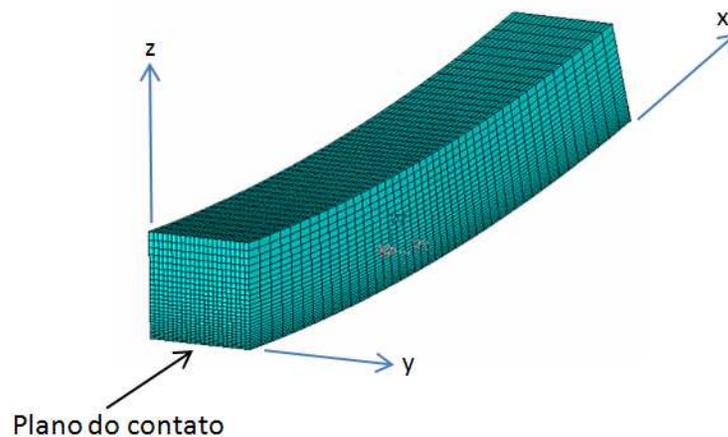


Figura 6.21 - Região da roda para análise da fadiga multiaxial

As tensões em cada um dos nós são retiradas do software *Ansys*<sup>®</sup>, no último instante simulado, ou seja, após os 6 ciclos de rolamento. Estes valores de tensão são escritos em um arquivo de texto, o qual é analisado dentro das rotinas escritas no *Matlab*<sup>®</sup>.

Nos critérios da fadiga utilizados a seguir, os limites de resistência à fadiga no cisalhamento puro  $\tau_e$  e o limite de resistência à fadiga na flexão  $S_e$  podem ser estimados em função do limite de resistência à tração  $S_{ut}$ , usando as equações 6.1 e 6.2, conforme Norton (2000).

$$S_e = 0,5S_{ut} \quad (6.1)$$

$$\tau_e = 0,577S_e \quad (6.2)$$

Como o limite de resistência à fadiga  $S_{ut}$  do material que compõe a roda é de 1220 MPa, o limite de resistência à fadiga no cisalhamento puro seria de 352 MPa e o limite de resistência à fadiga na flexão de 600 MPa.

Entretanto, por se tratar de um caso de fadiga multiaxial por contato mecânico, em que não existe um valor limite de fadiga a partir do qual a vida é infinita, deve-se lançar mão de estratégias que comparem os critérios com relação ao número de ciclos de tensão estimado, ainda que os valores de tensão equivalente se encontrem abaixo do limite de resistência à fadiga estimado.

Assim sendo, cada um dos valores de tensão equivalente, definida por cada critério de fadiga multiaxial, será utilizada na Equação 4.4, de forma a estimar o número de ciclos. A única exceção é o critério de Dang Van, no qual um novo limite de resistência à fadiga no cisalhamento puro é estimado, conforme descrito no capítulo 4.

Analogamente à exposição dos resultados da simulação de contato, os resultados da simulação de fadiga também são divididos entre aqueles que consideram e os que não consideram as tensões residuais do processo de fabricação na simulação de rolamento.

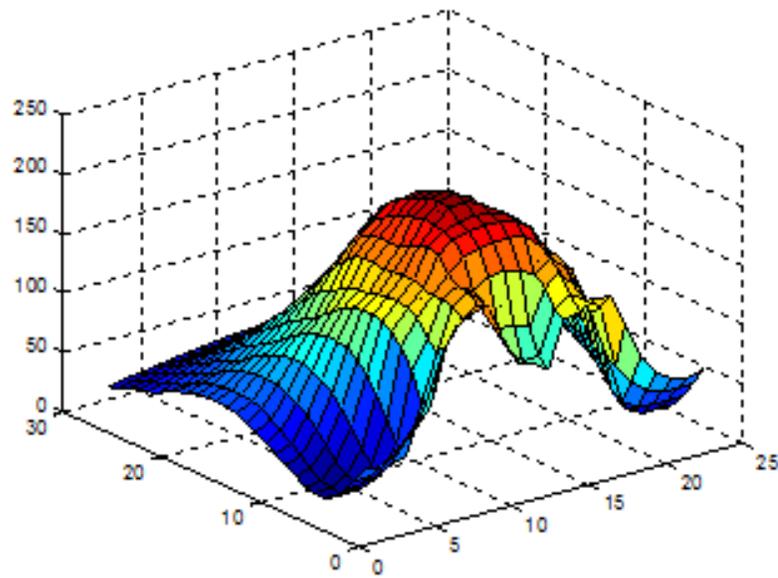
### **6.3.1. Roda livre de tensões residuais**

Considerando-se a roda livre de tensões residuais, o histórico de tensões obtido após todos os ciclos de rolamento é analisado sob diversos critérios de fadiga multiaxial. Nesta análise, são obtidos parâmetros como número de ciclos estimado e tensão equivalente.

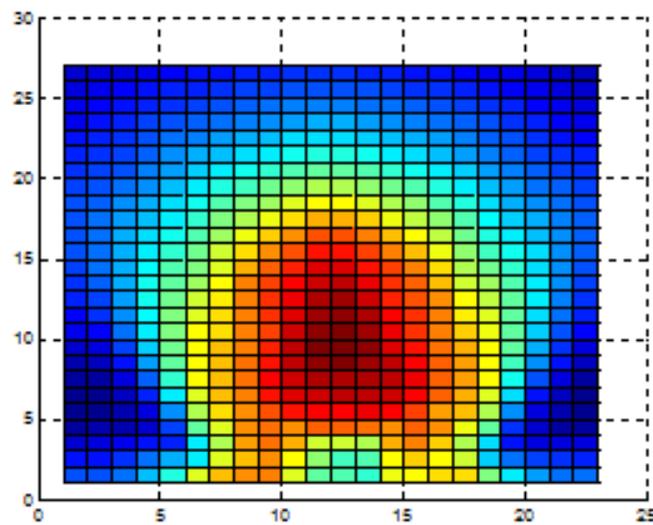
### 6.3.1.1. Critério de Dang Van

Para a análise de fadiga segundo o critério de Dang Van, é necessário analisar cada uma das tensões dos pontos do plano  $y$ - $z$ , sujeito ao ciclo de carregamento dados pelos pontos da direção  $x$ . Além disso, é necessário que, para cada um destes pontos, sejam considerados todos os planos que o cortam, de forma a encontrar a máxima amplitude de tensão de cisalhamento. Com isto, são necessárias diversas iterações para que todas estas combinações de pontos  $y$ - $z$ , e todos os planos  $\varphi$  e  $\theta$  sejam considerados. Para isto, foi utilizado um intervalo de  $15^\circ$  entre cada varredura, sendo que o ângulo  $\theta$  varia de  $0$  a  $180^\circ$ , enquanto  $\varphi$  varia de  $0$  a  $360^\circ$ .

Com a máxima amplitude de tensão de cisalhamento encontrada, é possível determinar o máximo valor da tensão equivalente de Dang Van para cada um dos pontos e seu correspondente plano crítico, é representá-los graficamente, conforme a Figura 6.22.



(a)



(b)

Figura 6.22 - Vista isométrica (a) e de topo (b) das tensões equivalentes de Dang Van para cada um dos pontos y-z, em seus correspondentes planos críticos.

O ponto encontrado de máxima tensão de Dang Van (221MPa), bem como seu plano crítico é dado pela posição  $y=12\text{mm}$  e  $z=9\text{mm}$ , nos ângulos  $\theta = 90^\circ$  e  $\varphi=225^\circ$ . Esta posição, conforme pode ser visto no gráfico da Figura 6.22, demonstram que esta máxima tensão ocorre em um posição central com relação ao eixo y, ou seja, exatamente sobre a região de contato, e numa

região abaixo da superfície de rolamento; logo, caso haja o aparecimento de trincas, esta se dará de forma sub-superficial.

Ao traçar o gráfico do ciclo de carga para este ponto mais crítico do critério de Dang Van, obtém-se o ciclo de tensões, bem como a linha que define a estimativa inicial do máximo valor admissível, que seria de 352 MPa.

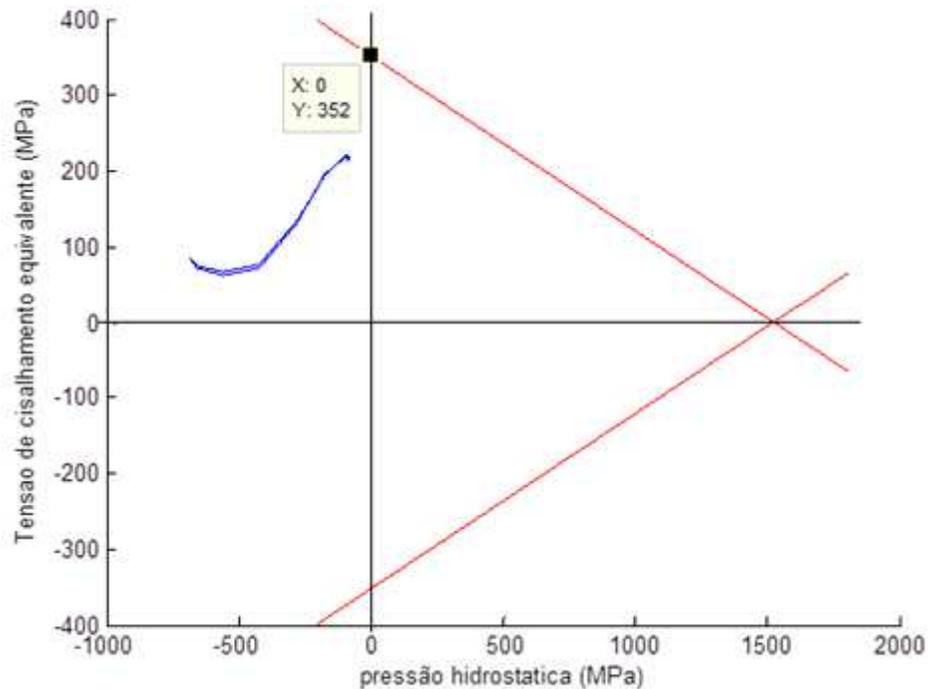


Figura 6.23 - Histórico de tensões para ponto de maior tensão equivalente no plano crítico

Considerando-se o argumento de que em fadiga de contato não há uma vida infinita, para o cálculo do número de ciclos faz-se necessário definir um novo limite de fadiga no cisalhamento. Isto é feito traçando-se uma reta que passe pelo ponto de maior tensão equivalente de Dang Van no ciclo de carregamento e paralela à linha que define o limite máximo inicial, como pode ser verificado na Figura 6.24. Assim, o novo valor da tensão limite de fadiga no cisalhamento é utilizado para a estimativa de ciclos.

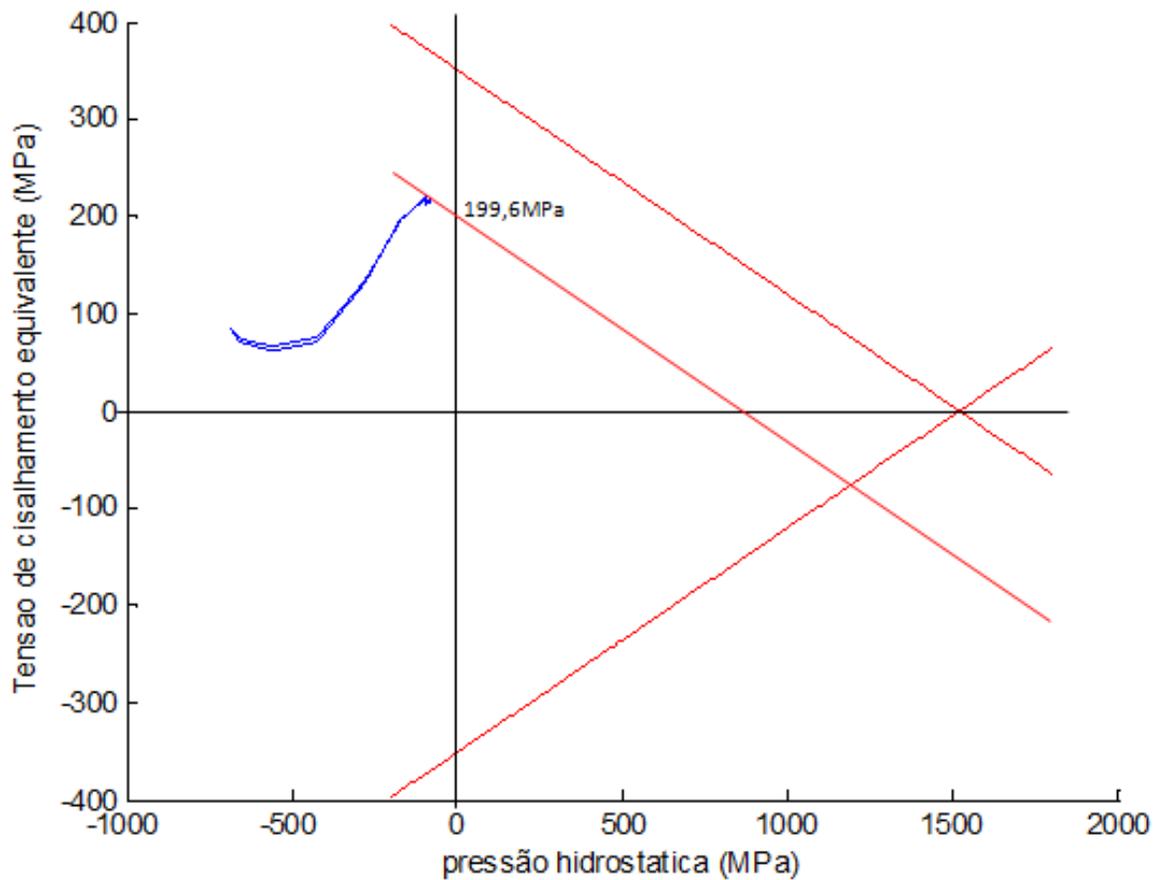


Figura 6.24 - Tensão limite de fadiga no cisalhamento para cálculo do número de ciclos

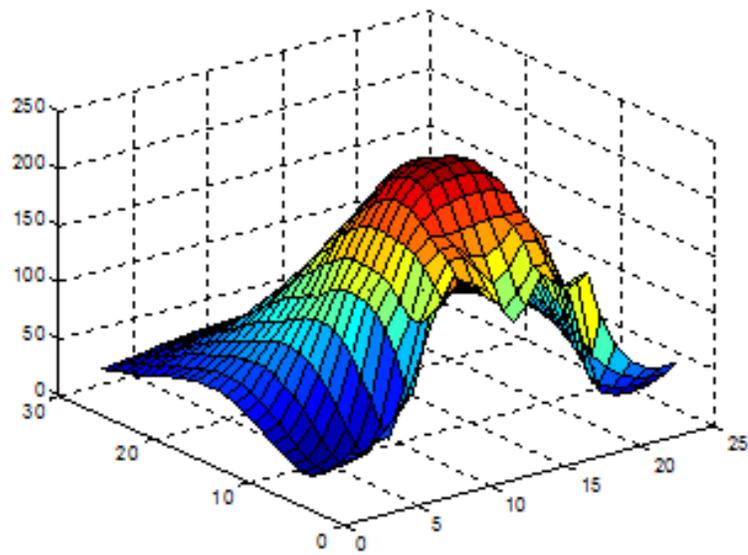
O valor de 199,6 MPa encontrado é utilizado para definir-se o número de ciclos admissível para esta roda, utilizando-se os parâmetros  $b$  ( $=-0,111$ ) e  $\tau'_f$  ( $=970$ MPa) descritos no capítulo anterior. Com isto, obtém-se o número de ciclos igual a  $1,5 \cdot 10^6$  ciclos. Como o perímetro da roda é  $\pi \cdot (\text{diâmetro})$ , e o diâmetro é de 0,965m, para cada ciclo a roda percorrerá 3,03 m, ou seja, para 1,5 milhões de ciclos ela viverá 4.646 km.

### 6.3.1.2. Critério de Matake

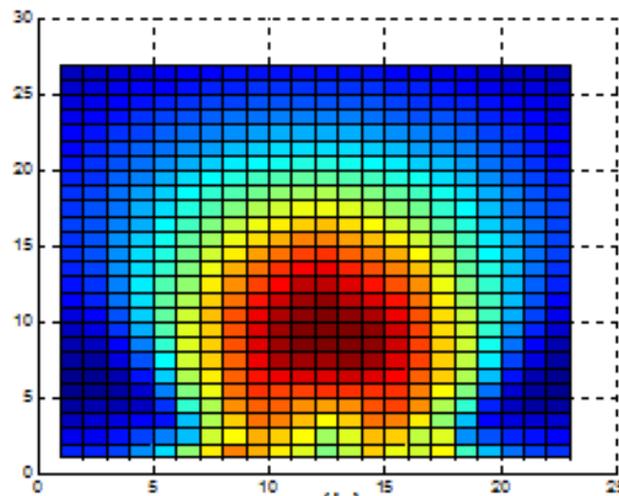
O critério de Mataka, também baseado nos planos críticos e na tensão de cisalhamento, indica a posição e orientação em que a trinca deverá se iniciar. O ângulo crítico, neste caso, é o ângulo que fornece o máximo valor da tensão de cisalhamento em um dado ponto. O máximo valor da tensão de cisalhamento encontrado é de 245 MPa, com o plano dado pelos ângulos  $\theta = 0^\circ$  e  $\varphi = 45^\circ$ .

Ao se plotar os valores das máximas tensões de cisalhamento para cada ponto obtém-se uma distribuição muito semelhante à encontrada para a tensão equivalente de Dang Van, como pode ser visto na Figura 6.25.

O valor da tensão equivalente dada pelo Critério de Mataka é 245,98 MPa, a qual é menor que o limite de 351,97 MPa dado pelo critério. Ao se estimar o número de ciclos pela Equação 4.4, obtemos  $2,33 \cdot 10^5$  ciclos, que representam uma distância de 707km



(a)



(b)

Figura 6.25 - Vista isométrica (a) e de topo (b) das tensões de cisalhamento para cada um dos pontos y-z, em seus correspondentes planos críticos

### 6.3.1.3. Critério de McDiarmid

O critério de McDiarmid, pela sua semelhança ao critério de Mataka, apresenta resultados muito semelhantes.

O plano crítico, por ser dado pela mesma tensão se cisalhamento que define o critério de Mataka, também é dado pelos ângulos  $\theta = 0^\circ$  e  $\varphi=45^\circ$ .

Já o valor da tensão do Critério de McDiarmid é 245,94 MPa, o qual também é menor que o limite de 351,97 MPa dado pelo critério. Isto fornece um número de ciclos admissíveis igual a  $2,33.10^5$  ciclos, que representam uma distância de 708 km

#### **6.3.1.4. Critérios de Sines, Crossland e Kakuno-Kawada**

O critérios de Sines, Crossland e Kakuno-Kawada, calculados com base nos invariantes de tensão, apresentam valores abaixo do limite de tensão estimado para os três critérios, que é de 351,97 MPa. Os máximas tensões equivalentes dadas por estes critérios apresentam valores, respectivamente, iguais a 107,25 MPa, 277,82 MPa e 107,25 MPa. Ainda assim, devem-se estimar a quantidade de ciclos admissíveis, dados respectivamente por  $4,13.10^8$ ,  $7,79.10^4$  e  $4,13.10^8$  respectivamente. Já as distâncias correspondentes a estes ciclos são de 1.251.493km, 236km e 1.251.493km.

O valor mais elevado de tensão para o critério de Crossland se deve à utilização no critério da tensão hidrostática máxima, 38,9 MPa. Além disso, verifica-se que a localização das tensões máximas para este critério está em uma posição subsuperficial semelhante à verificada no critério de Dang Van.

Já os critérios de Sines e Kakuno-Kawada não utilizam a tensão hidrostática máxima, e sim a tensão média, que apresenta um valor muito inferior, -602 MPa, pela presença considerável de tensões de compressão. Além disso, a distribuição destes valores de tensão média fazem com que a distribuição da tensão para os critérios de Sines e Kakuno-Kawada tenham os valores máximos em uma posição mais distante da superfície, concentrando valores mais negativos na superfície, por ser o local em que as tensões de compressão são máximas. Estas distribuições dos critérios

baseados em invariantes de tensão podem ser verificados na Figura 6.26 para o critério de Sines, Figura 6.27 para o critério de Crossland, e Figura 6.28 para o critério de Kakuno-Kawada.

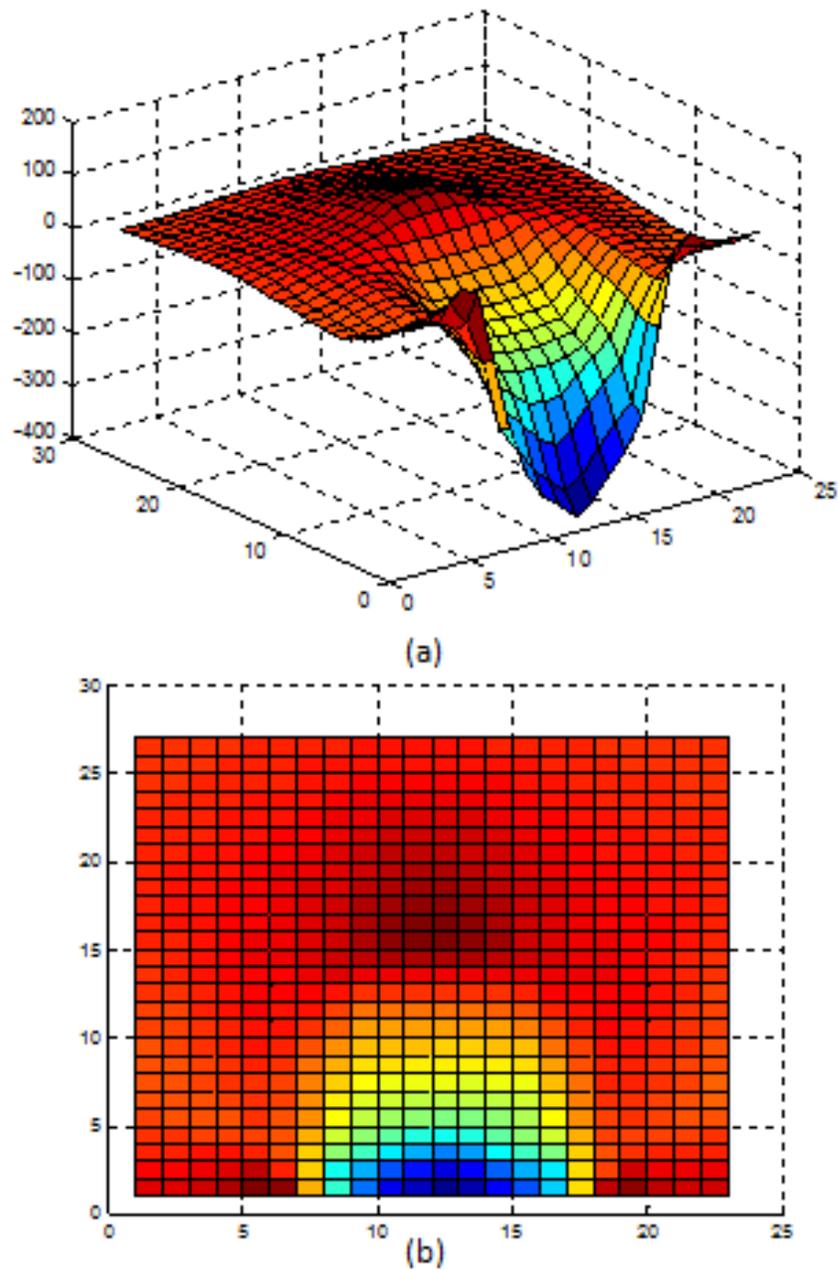
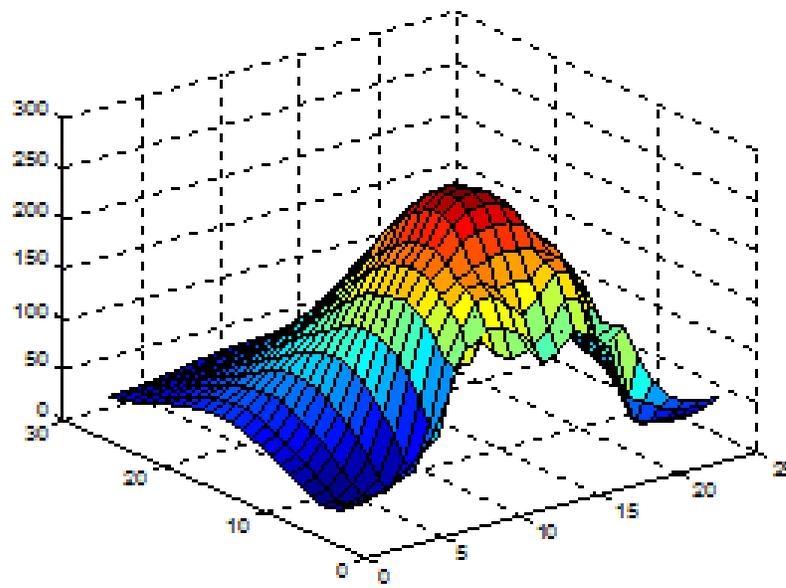
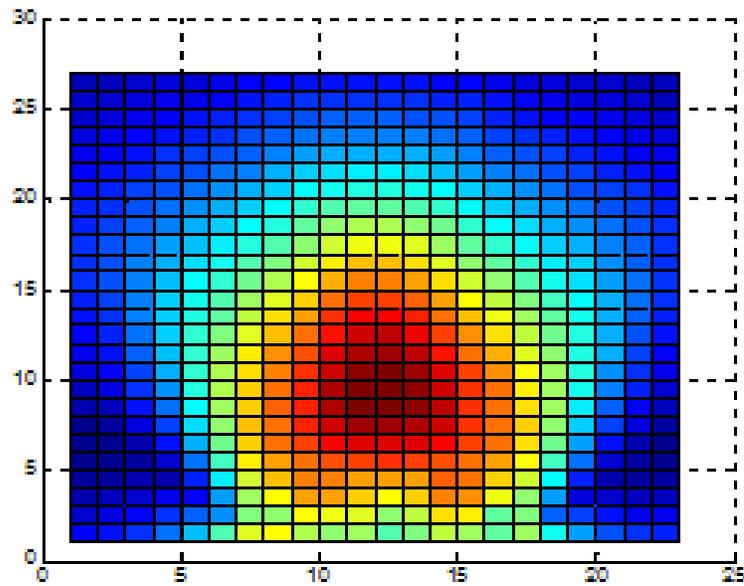


Figura 6.26 - Vista isométrica (a) e de topo (b) da distribuição das tensões conforme critério de Sines

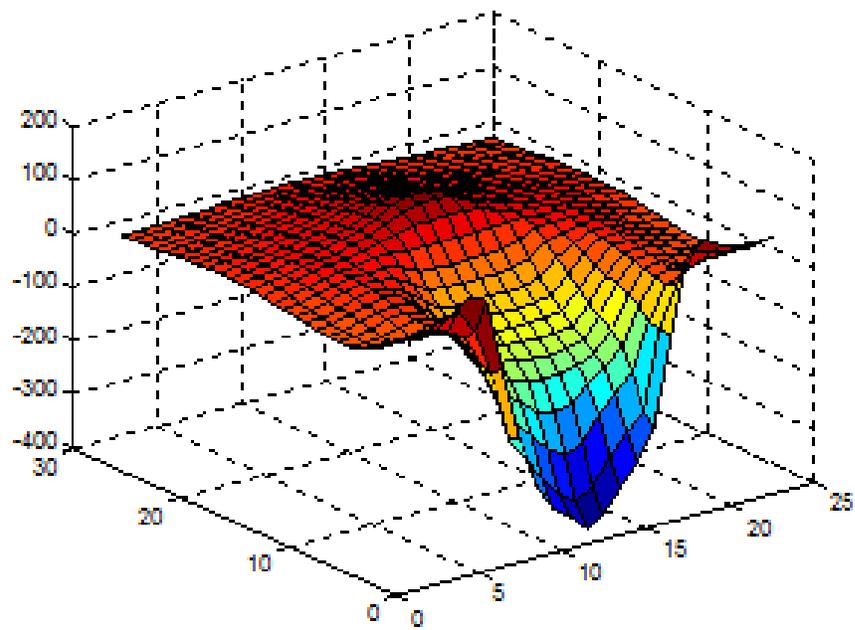


(a)

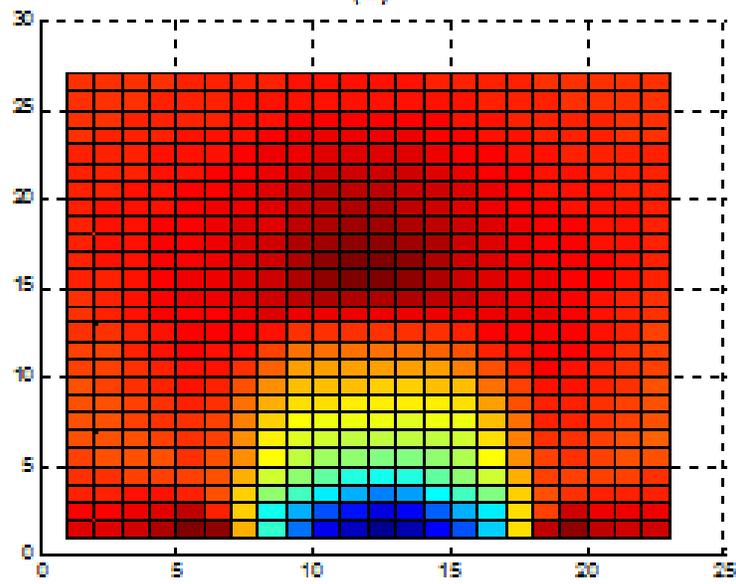


(b)

Figura 6.27 - Vista isométrica (a) e de topo (b) da distribuição das tensões conforme critério de Crossland



(a)



(b)

Figura 6.28 - Vista isométrica (a) e de topo (b) da distribuição das tensões conforme critério de Kakuno-Kawada

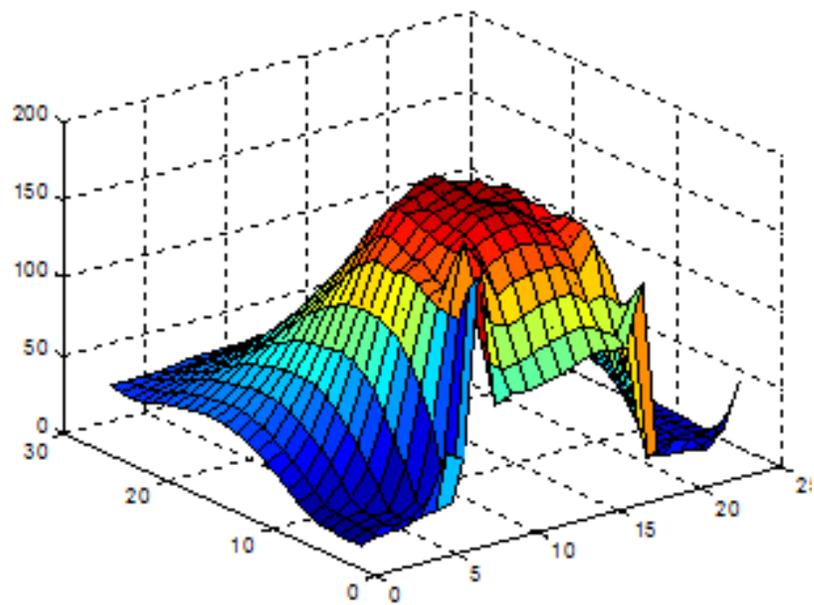
### 6.3.2. Roda com tensões residuais

Considerando-se a roda sob os efeitos iniciais das tensões residuais do processo de fabricação, o histórico de tensões obtido após todos os ciclos de rolamento é analisado novamente sob os diversos critérios de fadiga multiaxial de alto-ciclo, como no caso sem as tensões residuais. A estimativa do número de ciclos para cada um dos critérios se dá de forma análoga.

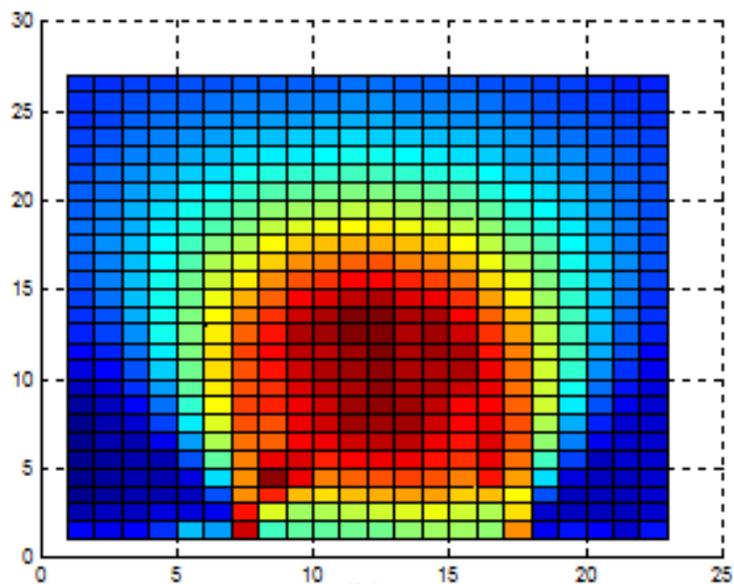
#### 6.3.2.1. Critério de Dang Van

Ao se analisar as amplitudes das tensões de cisalhamento em todos os nós e varrendo-se todos os ângulos (em intervalos de  $15^\circ$ ), pode-se representar graficamente as tensões equivalentes de Dang Van encontradas para cada um dos pontos  $(y,z)$  em um dado plano crítico (Figura 6.29).

O ponto de máxima tensão encontra-se na posição  $(y,z) = (12\text{mm}, 13\text{mm})$ , ou seja, numa posição mais interior à roda que a encontrada na análise livre de tensões residuais. Além disso, os ângulos que definem o plano crítico são dados por  $\theta = 90^\circ$  e  $\varphi = 135^\circ$ . O valor da máxima tensão equivalente encontrada é inferior ao caso livre de tensões residuais, 184,64 MPa.



(a)



(b)

Figura 6.29 - Vista isométrica (a) e de topo (b) das tensões equivalentes de Dang Van para cada um dos pontos y-z, em seus correspondentes planos críticos

Ao se realizar o procedimento para estimar um novo limite de fadiga ao cisalhamento, obtém-se o valor de 149,5 MPa, o que corresponde a um número de ciclos igual a  $2,07 \cdot 10^7$  e uma distância de 62.796km o qual é consideravelmente superior ao caso da roda livre de tensões residuais, revelando a importância do processo de tratamento térmico.

A Figura 6.30 apresenta o histórico de tensões calculado para um ponto de máxima tensão equivalente de Dang Van. Dado que este ciclo encontra-se em uma posição interior aos limites inicialmente considerados (Figura 6.30), um novo limite é estimado para o cálculo do número de ciclos admissíveis e da distância correspondente (Figura 6.31).

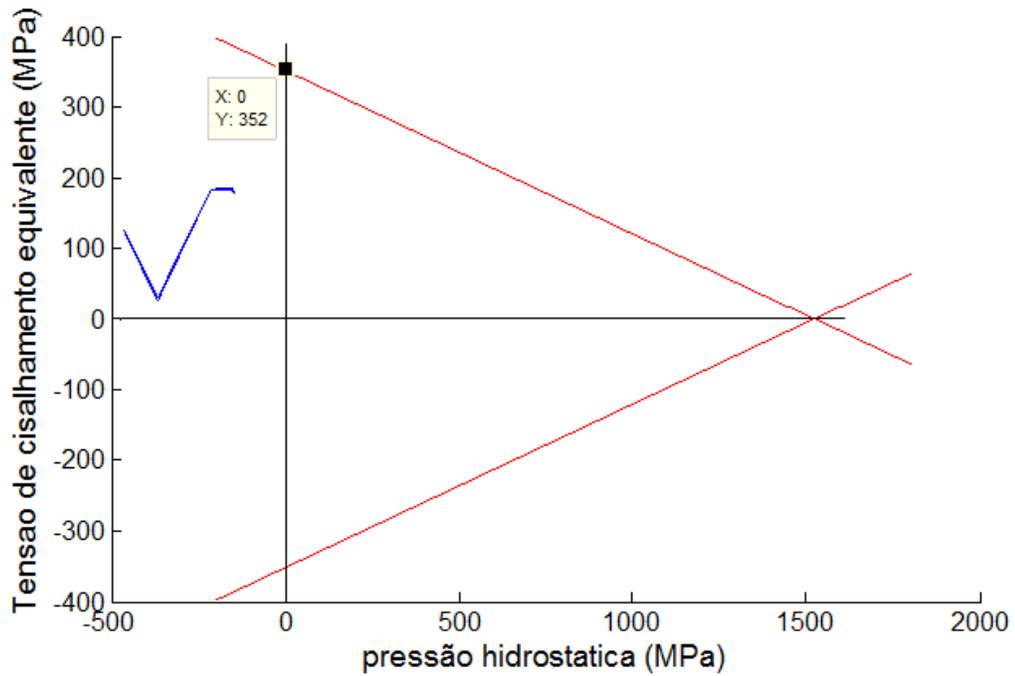


Figura 6.30- Histórico de tensões para ponto de maior tensão equivalente no plano crítico

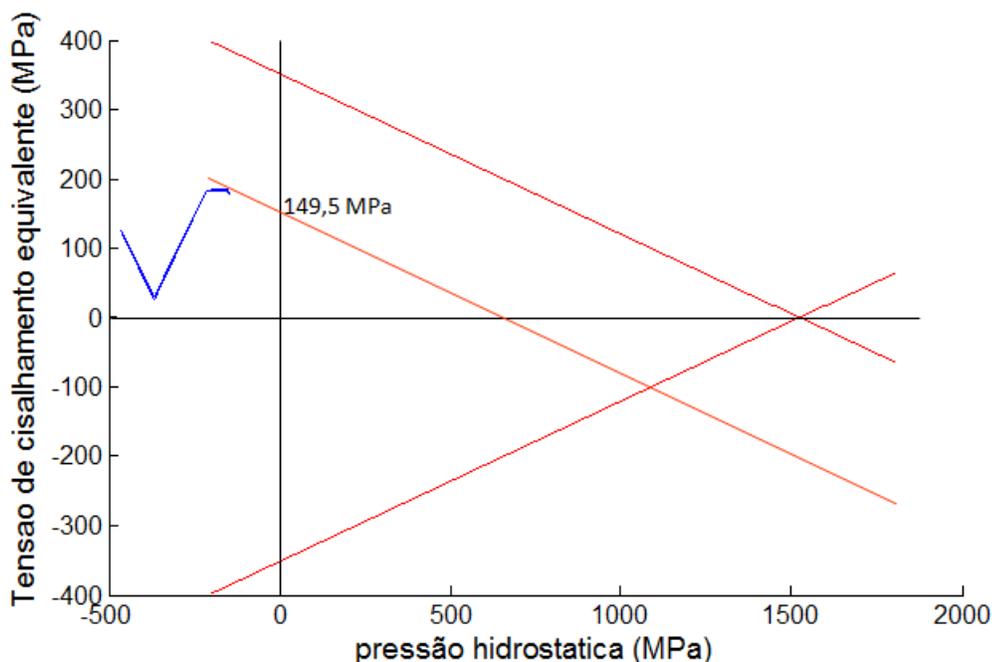


Figura 6.31 - Tensão limite de fadiga no cisalhamento para cálculo do número de ciclos

O critério de Dang Van permite ainda, segundo Bernasconi (2005), levar em consideração os efeitos da tensão residual sobre a fadiga multiaxial simulando-se de forma independente os modelos térmico e de rolamento livre de tensões. Para isto, basta que a tensão hidrostática usada no critério para a roda com tensões residuais seja a soma da tensão hidrostática devido ao carregamento térmico e das cargas estruturais aplicadas sobre a roda.

$$\sigma_h = \sigma_h^{term} + \sigma_h^{estr} \quad (6.3)$$

Desta forma, ao se realizar o cálculo das tensões equivalentes de Dang Van seguindo-se a composição da tensão hidrostática conforme a equação 6.3, obtém-se uma distribuição de tensões equivalentes conforme a Figura 6.32. Percebe-se uma distribuição próxima à obtida para o caso em que as tensões residuais são incorporadas ao modelo de contato por rolamento. Além disso, é possível obter o histórico de tensões (Figura 6.33) em que o valor máximo encontrado da tensão equivalente é de 180 MPa, cuja magnitude é muito próxima à de 184 MPa obtida na simulação anterior. Este valor máximo ocorre na posição  $(y,z) = (12\text{mm}, 10\text{mm})$ , a qual é também mais

interior que o caso sem tensões residuais, porém um pouco menos interior que a simulação anterior.

Ao se encontrar o novo limite de fadiga no cisalhamento, 116,4 MPa (conforme Figura 6.34), foi encontrada uma vida em fadiga de  $1,98 \cdot 10^8$  ciclos e correspondente a uma distância de 598.559km, que é consideravelmente maior que o caso anterior em aproximadamente 10 vezes.

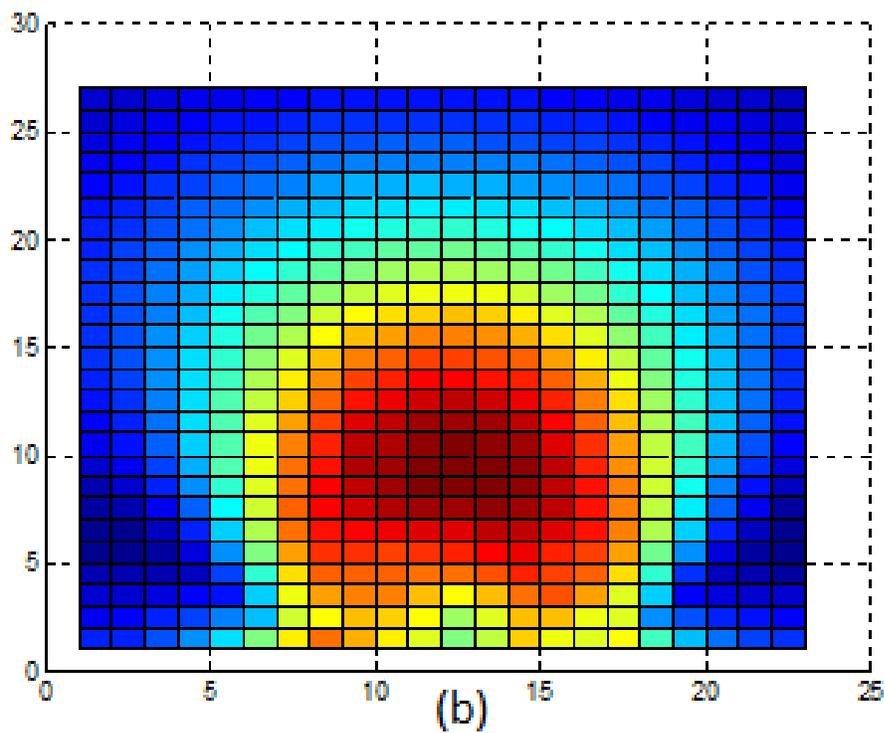
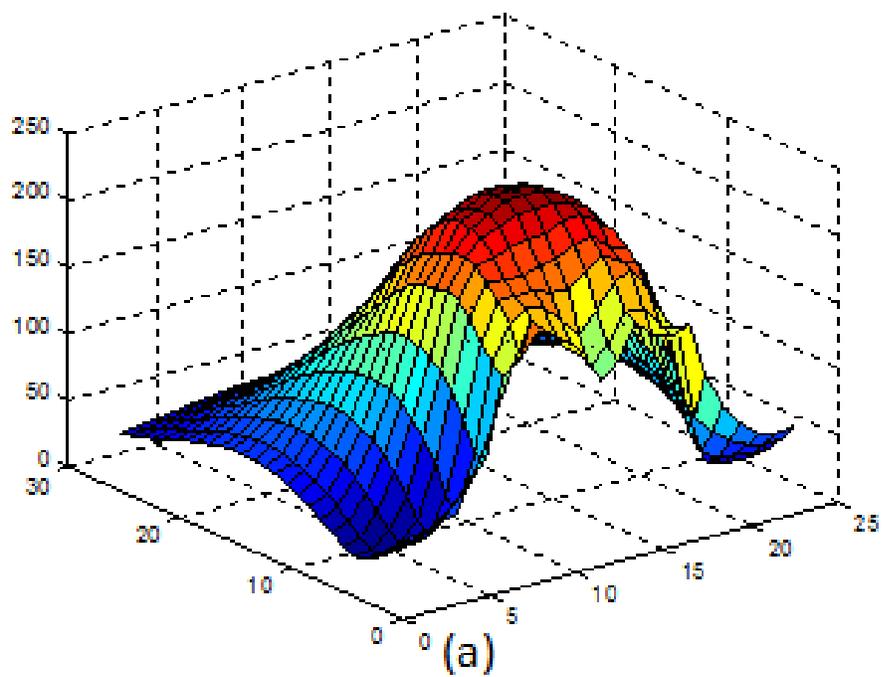


Figura 6.32 - Vista isométrica (a) e de topo (b) das tensões equivalentes de Dang Van para cada um dos pontos y-z, em seus correspondentes planos críticos, obtidas através da soma de tensões hidrostáticas térmica e estrutural livre de rolamento

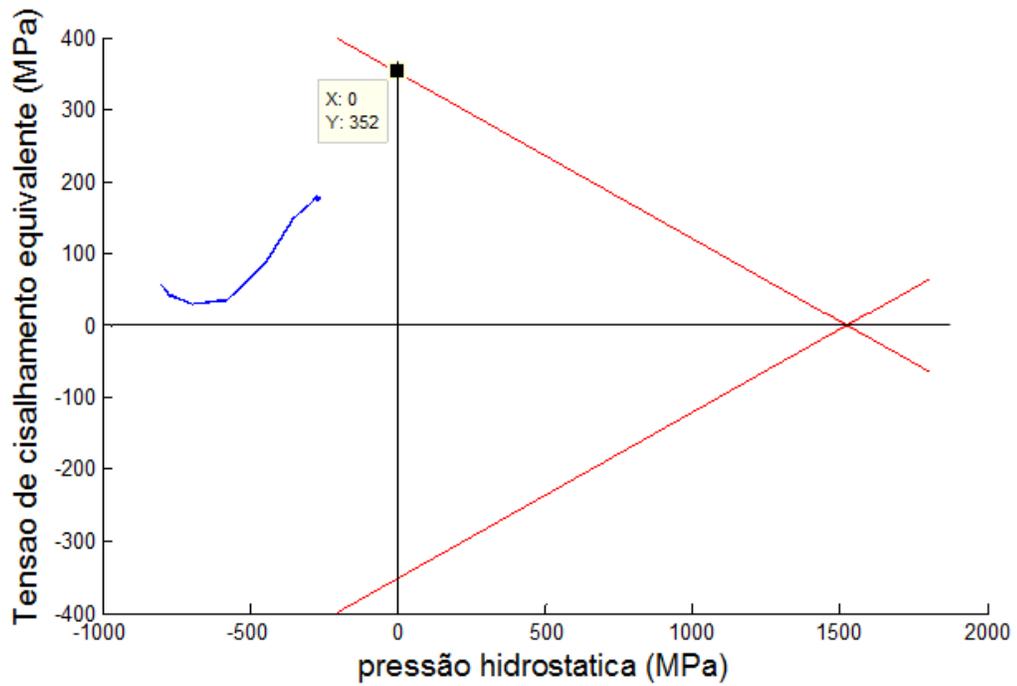


Figura 6.33 - Histórico de tensões para ponto de maior tensão equivalente no plano crítico, obtido através da soma de tensões hidrostáticas térmica e estrutural livre de rolamento

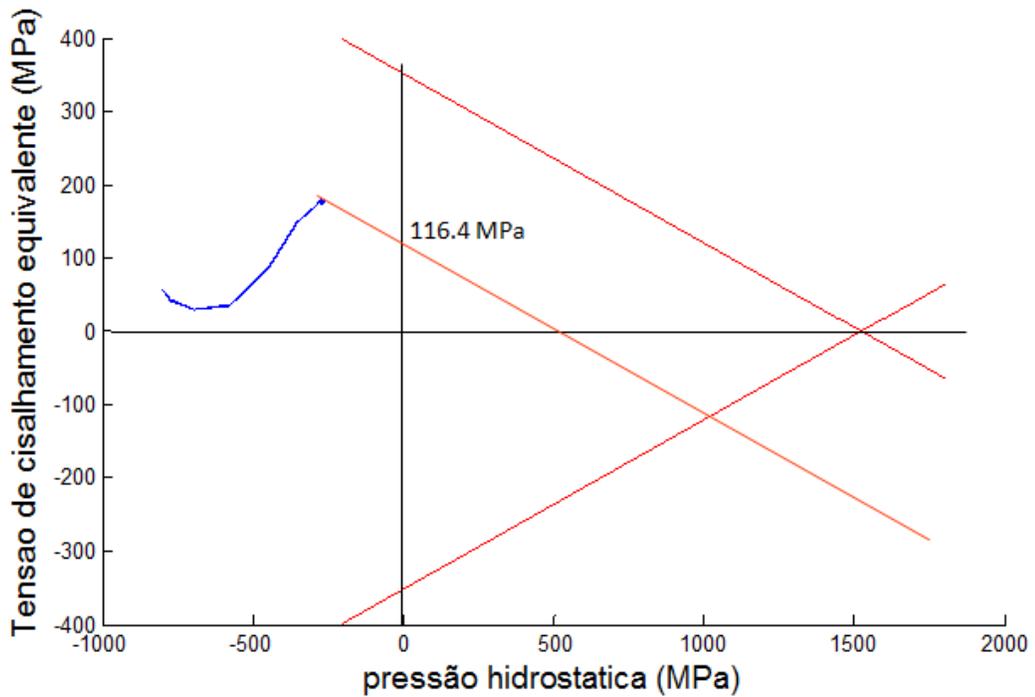


Figura 6.34 - Tensão hidrostática limite para cálculo do número de ciclos, para o caso de composição de tensões hidrostáticas

### 6.3.2.2. Critério de Matake

A máxima amplitude de tensão de cisalhamento encontrada é de 252,26 MPa, o que contribui majoritariamente para a tensão equivalente de Matake dada por 250,67 MPa, cujo ponto crítico aparece na posição  $(y,z) = (12,8)$ , com ângulos que definem o plano crítico dados por  $\theta = 15^\circ$  e  $\varphi = 225^\circ$ .

Novamente, graficamente as distribuições das máximas tensões de cisalhamento para cada ponto são muito semelhantes às encontradas para a tensão equivalente de Dang Van, como pode ser visto na Figura 6.35.

Considerando-se a tensão equivalente e a Equação 4.4, obtém-se neste critério a estimativa de  $1,97 \cdot 10^5$  ciclos e de 596 km, a qual é inferior à estimativa para a roda sem tensões residuais.

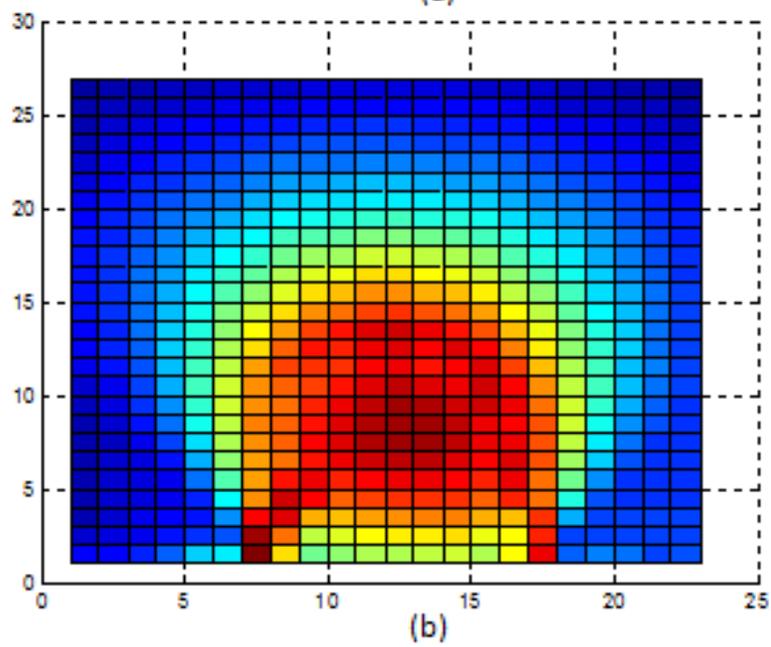
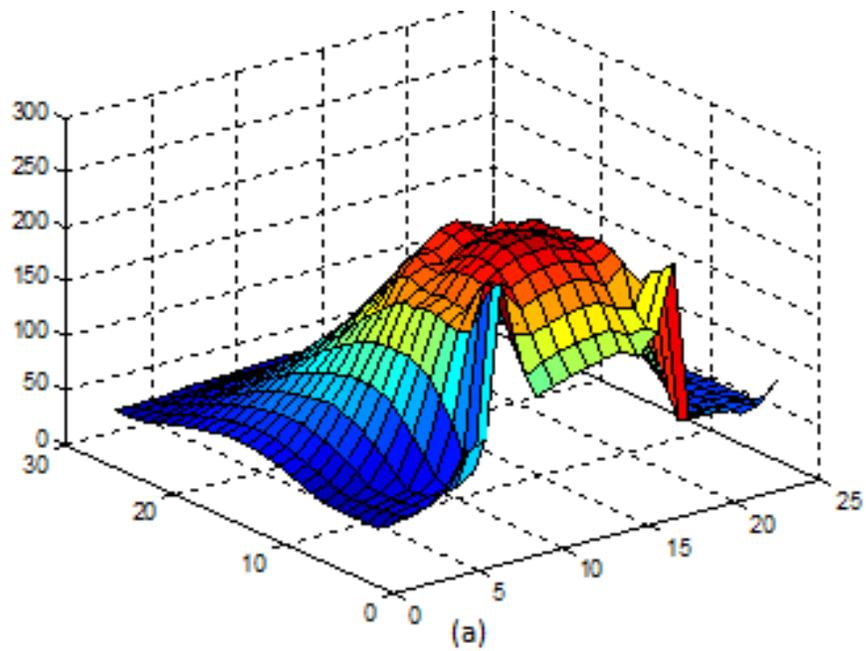


Figura 6.35 - Vista isométrica (a) e de topo (b) das tensões de cisalhamento para cada um dos pontos y-z, em seus correspondentes planos crítico

### **6.3.2.3. Critério de McDiarmid**

O critério de McDiarmid, novamente apresenta valores muito semelhantes ao critério de Matake, pela grande influência da tensão de cisalhamento em ambos. A máxima tensão equivalente deste método é de 250,77 MPa, com estimativa de ciclos igual a  $1,96 \cdot 10^5$  e distância de percorrida de 597km.

### **6.3.2.4. Critérios de Sines, Crossland e Kakuno-Kawada**

Os critérios de Sines, Crossland e Kakuno-Kawada, calculados com base nos invariantes de tensão, apresentam suas máximas tensões equivalentes, respectivamente, iguais a 12,25 MPa, 278,97 MPa e 12,22 MPa. Com isto, ao se estimar a quantidade de ciclos admissíveis, obtemos para cada um dos critérios, respectivamente,  $1,27 \cdot 10^{17}$ ,  $7,51 \cdot 10^4$  e  $1,30 \cdot 10^{17}$  respectivamente. Com relação à distância percorrida, estes apresentam  $3,86 \cdot 10^{14}$  km, 227 km e  $3,94 \cdot 10^{14}$  km respectivamente.

Novamente, se observa um valor mais elevado de tensão equivalente para o critério de Crossland pela utilização no critério da tensão hidrostática máxima, com a tensões máximas para este critério em uma posição subsuperficial. Além disso, os critérios de Sines e Kakuno-Kawada por utilizarem a tensão média, influenciada pela presença considerável de tensões de compressão, apresentam valores equivalentes máximos extremamente baixos e em uma posição mais distante da superfície.

Observa-se também um aumento expressivo na quantidade de ciclos admissíveis para os critérios de Sines e Kakuno-Kawada, enquanto para o critério de Crossland a estimativa se mantém muito próxima ao caso livre de tensões residuais. A distribuição de tensões no critério de Sines é representada na Figura 6.36, a de Crossland na Figura 6.37 e a de Kakuno-Kawada na Figura 6.38.

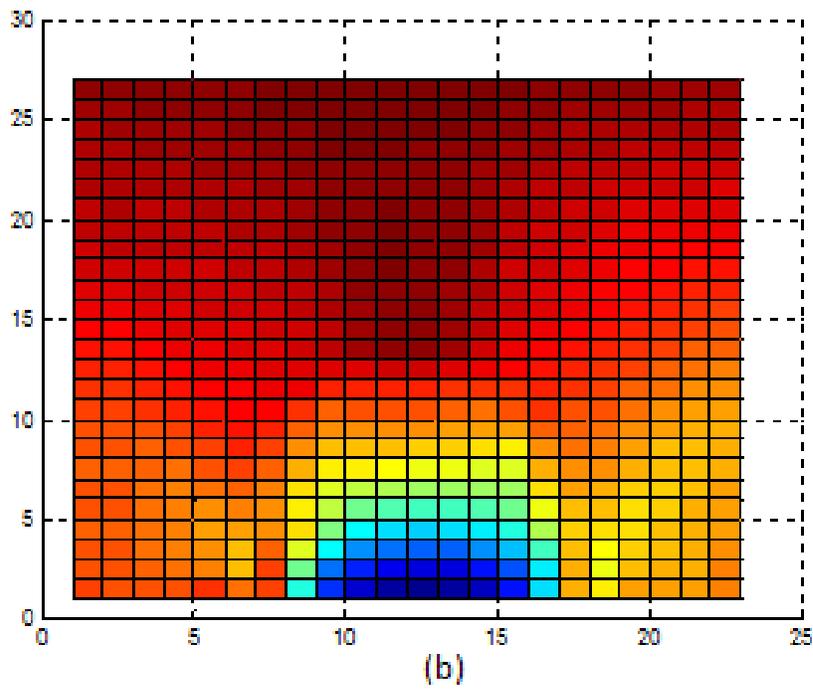
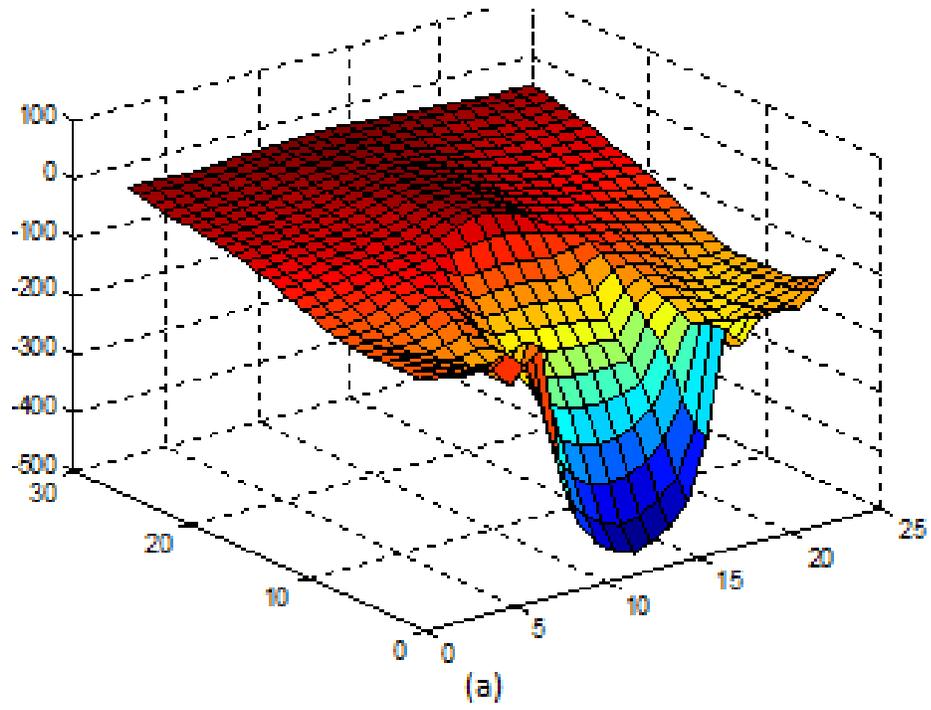
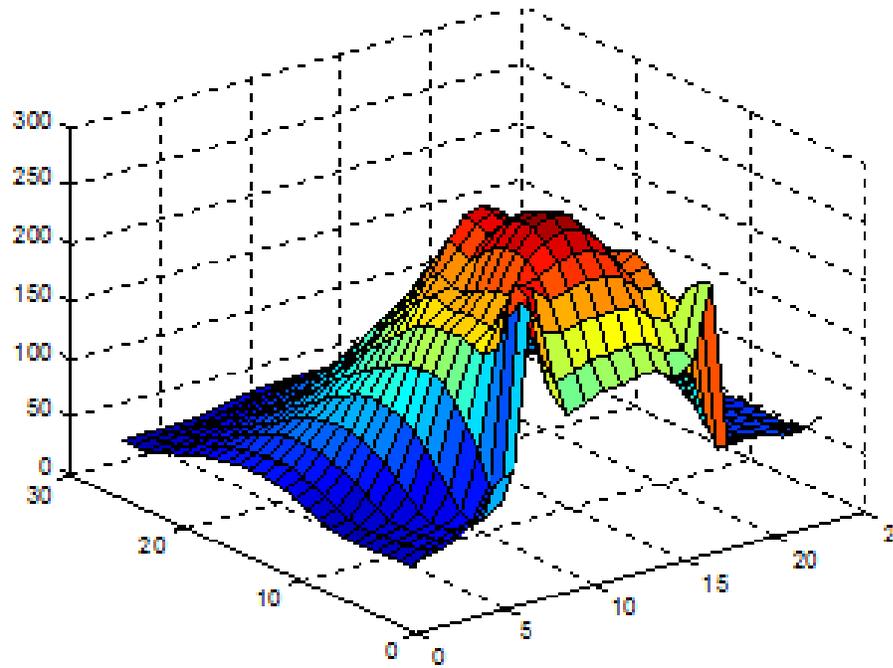
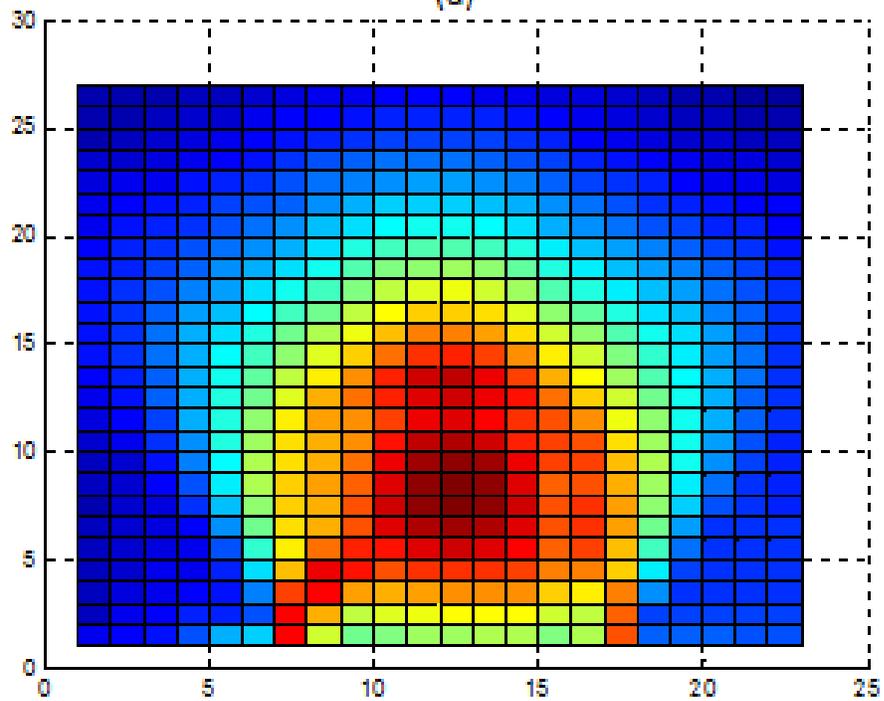


Figura 6.36 - Vista isométrica (a) e de topo (b) da distribuição das tensões conforme critério de Sines



(a)



(b)

Figura 6.37 - Vista isométrica (a) e de topo (b) da distribuição das tensões conforme critério de Crossland

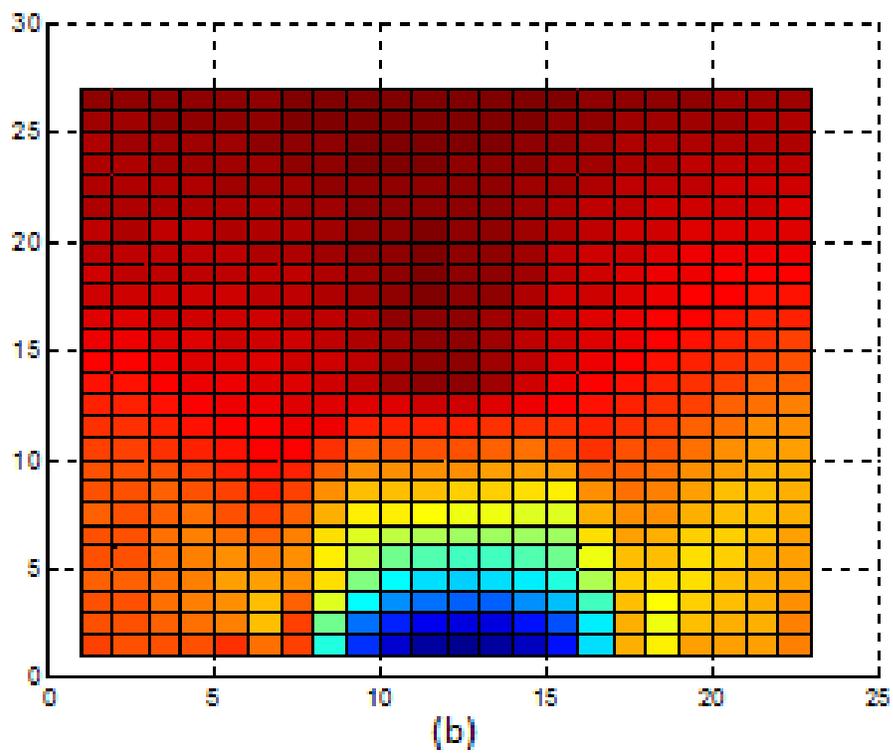
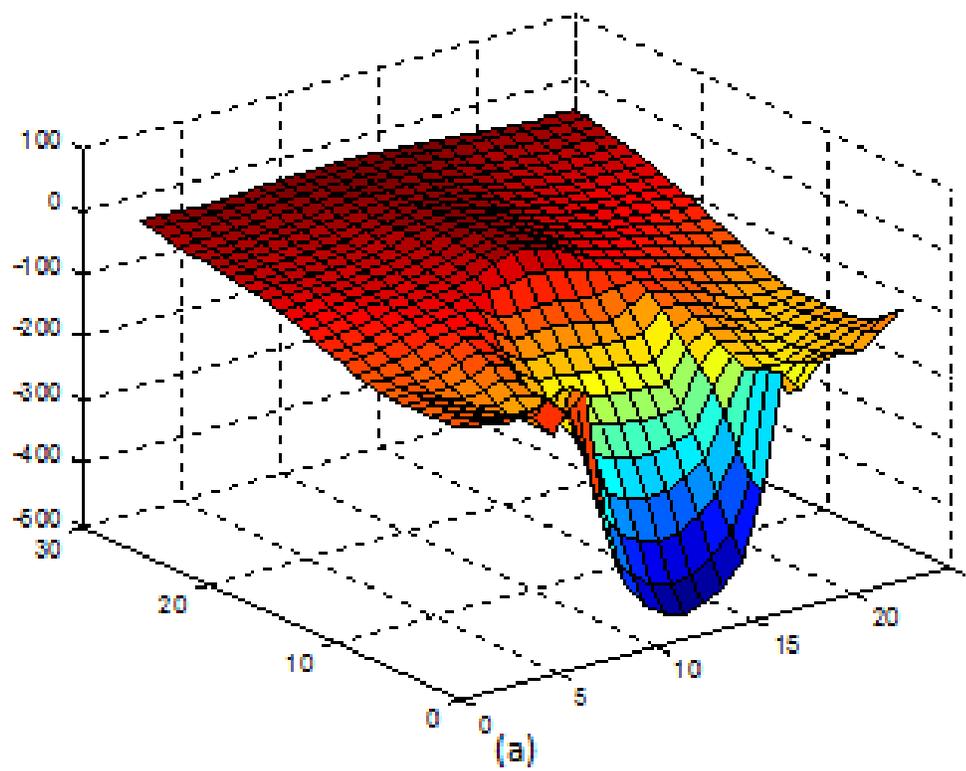


Figura 6.38 - Vista isométrica (a) e de topo (b) da distribuição das tensões conforme critério de Kakuno-Kawada

#### 6.4. Síntese dos resultados

Os resultados obtidos na simulação das tensões residuais geradas pelo tratamento térmico estão de acordo com os ensaios por ultrassom realizados em rodas ferroviárias por Minicucci (2003), que detectou tensões em regiões interiores à superfície de rolamento com valores de até 350 MPa. Além disso, a distribuição das tensões provenientes do tratamento térmico apresenta um comportamento muito semelhante ao obtido pela simulação em elementos finitos realizada por Santos et al. (2003).

Os resultados obtidos na simulação estrutural apresentam uma concordância adequada aos resultados observados na teoria, com o aparecimento de um comportamento elástico da roda após os primeiros ciclos de rolamento. Além disso, observou-se um pequeno incremento nos valores das tensões quando se levam em consideração as tensões residuais do processo de fabricação, como pode-se observar na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 - Comparativo de tensões nos casos com e sem tensões residuais

|          | Roda livre de tensões residuais  |                                     | Roda com tensões residuais       |                                     |
|----------|----------------------------------|-------------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|
|          | Máxima Tensão de Von Mises [MPa] | Máxima tensão de cisalhamento [MPa] | Máxima Tensão de Von Mises [MPa] | Máxima tensão de cisalhamento [MPa] |
| Estático | 825,98                           | 282,28                              | 832,96                           | 278,26                              |
| Ciclo 1  | 709,25                           | 223,98                              | 770,00                           | 236,51                              |
| Ciclo 3  | 749,32                           | 215,10                              | 759,18                           | 226,30                              |
| Ciclo 5  | 754,55                           | 215,06                              | 761,34                           | 222,97                              |

Já a simulação da vida em fadiga, para rodas livres de tensões residuais, apresentam algumas semelhanças nos resultados dos critérios de Dang Van, Crossland, McDiarmid e Matake, com distribuições de tensões equivalente muito semelhantes. Já os critérios de Kakuno-Kawada e Sines, são influenciados pela tensão hidrostática média, que apresenta valores negativos de grande magnitude na região próxima ao contato, o que os diferencia dos demais quanto à distribuição dos valores.

Os critérios de Sines e Kakuno-Kawada se apresentam como os menos críticos para o comportamento da roda, prevendo um início de trincas a partir de  $4,13 \cdot 10^8$  ciclos. Logo após, surgem os critérios de Dan Van, McDiarmid, Matake e Crossland, com  $1,53 \cdot 10^6$ ,  $2,34 \cdot 10^5$ ,  $2,33 \cdot 10^5$ ,  $7,80 \cdot 10^4$  ciclos, respectivamente.

Após a inclusão das tensões residuais, os critérios de Sines e Kakuno-Kawada apresentam um aumento expressivo na previsão de ciclos admissíveis para o início das trincas, chegando ao valor de  $1,27 \cdot 10^{17}$  ciclos. Este valor encontra-se acima do esperado para o surgimento das trincas, revelando que estes critérios não são adequados para a análise de fadiga de contato, principalmente pela presença de fortes tensões de compressão na região do contato.

Já os critérios de Crossland, Matake e McDiarmid apresentam uma pequena redução no número de ciclos esperado, indo de  $7,80 \cdot 10^4$  a  $7,51 \cdot 10^4$  (Crossland), de  $2,33 \cdot 10^5$  a  $1,97 \cdot 10^5$  (Matake) e de  $2,34 \cdot 10^5$  a  $1,96 \cdot 10^5$  (McDiarmid). Estes números esperados de ciclos são considerados pequenos para o comportamento da roda sob fadiga.

Já o critério de Dang Van, que leva em consideração não somente a amplitude de tensão de cisalhamento, mas também a tensão hidrostática, revela um aumento no número estimado de ciclos para o surgimento das trincas, indo de  $1,56 \cdot 10^6$  a  $2,07 \cdot 10^7$ . Trata-se de um número mais realista, considerando-se as operações de campo.

Quanto à orientação dos planos críticos, os critérios que utilizam este método apresentam valores condizentes, com ângulos de  $45^\circ$ ,  $135^\circ$  e  $225^\circ$ , ou seja, possuem alinhamentos a  $45^\circ$  com relação à horizontal. Já a posição de maior criticidade para o aparecimento das trincas também revelou-se adequada segundo todos os métodos, mostrando um risco maior na região subsuperficial, o que está de acordo com observações de rodas em campo.

Com relação à quantidade de informações geradas pelos critérios, o critério de Dang Van mostra-se muito completo, por fornecer não somente uma estimativa de ciclos baseada num novo limite de fadiga devido ao cisalhamento, mas também uma posição crítica e um ângulo crítico.

A Tabela 6.2 apresenta os resultados de tensões equivalentes e de ciclos obtidos para cada um dos critérios, considerando-se tanto o caso da roda livre de tensões residuais quanto o caso da roda com tensões iniciais provenientes do processo de fabricação. A distância estimada para o surgimento das trincas se dá de forma proporcional ao número de ciclos, e é apresentada na Tabela 6.3.

Tabela 6.2 - Comparativo entre critérios de fadiga multiaxial quanto às tensões equivalentes e ciclos estimados, com e sem tensão residual

|  |               | Roda livre de tensões residuais    |                           | Roda com tensões residuais  |                           |
|--|---------------|------------------------------------|---------------------------|---|---------------------------|
| Critério de fadiga multiaxial                |               | Limite de tensão considerado [MPa] | Número de ciclos estimado | Limite de tensão considerado [MPa]  | Número de ciclos estimado |
| Critérios baseados nos planos críticos       | Dang Van      | 2.00E+08                           | 1.53E+06                  | Critério aplicado ao rolamento com tensões residuais incorporadas ao modelo |                           |
|  |               |                                    |                           | 1.50E+08  | 2.07E+07                  |
|  | Matake        | 2.46E+08                           | 2.33E+05                  | Critério aplicado a partir da soma de tensões hidrostáticas                 |                           |
|  |               |                                    |                           | 1.16E+08  | 1.98E+08                  |
|  |               |                                    |                           | 2.51E+08  | 1.97E+05                  |
| McDiarmid                                    | 2.46E+08      | 2.34E+05                           | 2.51E+08                  | 1.96E+05  |                           |
| Critérios baseados nos invariantes de tensão | Sines         | 1.07E+08                           | 4.13E+08                  | 1.23E+07  | 1.27E+17                  |
|  | Crossland     | 2.78E+08                           | 7.80E+04                  | 2.79E+08  | 7.51E+04                  |
|  | Kakuno-Kawada | 1.07E+08                           | 4.13E+08                  | 1.22E+07  | 1.30E+17                  |

Tabela 6.3 Comparativo entre critérios de fadiga multiaxial quanto às distâncias estimadas até o surgimento de trincas

|  |               | Roda livre de tensões residuais | Roda com tensões residuais  |
|--|---------------|---------------------------------|---|
| Critério de fadiga multiaxial                |               | Distância percorrida [km]       | Distância percorrida [km]   |
| Critérios baseados nos planos críticos       | Dang Van      | 4.65E+03                        | Critério aplicado ao rolamento com tensões residuais incorporadas ao modelo |
|  |               |                                 | 6.28E+07  |
|  | Matake        |                                 | Critério aplicado a partir da soma de tensões hidrostáticas                 |
|  |               |                                 | 5.99E+08  |
|  |               |                                 | 5.97E+05  |
| McDiarmid                                    | 5.95E+05      |                                 |   |
| Critérios baseados nos invariantes de tensão | Sines         | 1.25E+09                        | 3.86E+17  |
|  | Crossland     | 2.36E+05                        | 2.28E+05  |
|  | Kakuno-Kawada | 1.25E+09                        | 3.94E+17  |

## 7. Conclusões e próximos passos

O presente trabalho descreveu e analisou técnicas para a simulação numérica do contato roda-trilho e das tensões residuais provenientes do processo de fabricação, levando-se em consideração a natureza elastoplástica do material. Os resultados obtidos demonstraram uma concordância adequada aos resultados de estudos semelhantes.

Além disso, diversos critérios de fadiga multiaxial foram analisados e implementados no modelo de contato roda-trilho, apresentando também resultados em concordância com os dados de outras simulações observadas na literatura.

Foi possível realizar simulações que comparam o desempenho de rodas livre de tensões residuais e de rodas que apresentam elevadas tensões de compressão na pista de rolamento devido ao processo de tratamento térmico. Com isto, verificou-se a viabilidade dos critérios de fadiga multiaxial ao contato mecânico de alto ciclo.

O critério que apresentou maior aderência ao comportamento das rodas observadas em campo foi o critério de Dang Van, com as tensões residuais incluídas pelo processo de superposição. Para este método, foi estimada uma distância percorrida de 62.000 km, enquanto em campo, é previsto que as rodas tenham um resistência de 400.000 km sem o aparecimento de trincas visíveis. Esta diferença pode ser entendida como uma influência da carga utilizada na simulação, de 19,5 toneladas, que é maior que a média da carga suportada por um roda durante os 400.000 km. Além disso, as trincas estimadas pela simulação não são necessariamente visíveis, o que pode fazer com que mais ciclos sejam necessários até que estas possam ser vistas.

Assim sendo, após a simulação numérica das tensões no contato e da vida em fadiga correspondente, diversas possibilidades de análises se fazem possíveis em trabalhos futuros. Como sugestão, alguns temas são citados a seguir.

- Dado o grande esforço computacional para a simulação de rolamento, para a convergência dos valores em um modelo que agregue as tensões residuais ao

rolamento, e também para os critérios de fadiga que varrem muitos planos críticos, é de grande importância a busca de novas e mais eficientes técnicas de simulação.

- Uma vez obtidos uma série de resultados computacionais, torna-se de grande importância a realização de experimentos que possam fornecer dados de comparação para os critérios.
- Dadas as mais diversas condições às quais as rodas são submetidas em condições reais, faz-se necessária a análise de novas variáveis, como curvas, frenagens, defeitos de fabricação, e demais entradas provenientes de simulações dinâmicas da vagões.

## Referências bibliográficas

BASQUIN, O., The exponential law of endurance tests, **ASTM**, v. 10, pp. 625-630, 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 , pp. 649–657, 2002.

BERNASCONI, A., DAVOLI, P., FILIPINI, M., FOLETTI, S. An integrated approach to rolling contact sub-surface fatigue assessment of railway wheels, **Wear**, v. 258, pp. 973–980, 2005.

CANNON, D. F., PRADIER, H., Rail rolling contact fatigue – Research by the European Rail Research Institute, **Wear**, v. 191, pp. 1-13, 1996.

CIAVARELLA, M., MONNO, F., A comparison of multiaxial fatigue criteria as applied to rolling contact fatigue, **Tribology International**, v. 43, pp. 2139-2144, 2010.

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DOS TRANSPORTES, **O sistema ferroviário brasileiro**, Brasília, 2013, 58p.

CONRADO, E., GORLA, C., Contact fatigue limits of gears, railway wheels and rails determined by means of multiaxial fatigue criteria, **Procedia Engineering**, v. 10, pp. 965–970, 2011.

DANG VAN, K., GRIVEAU, B. and MESSAGE, O., Limit criterion: theory and application. **Mechanical Engineering Publications**, pp. 479–496, 1989.

EKBERG, A., BJARNEHED, H., LUNDÉN, R., A fatigue life model for general rolling contact with application to wheel/rail damage, **Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures**, v. 18, pp. 1189-1199, 1995.

EKBERG, A., SOTKOVSKI, P., Anisotropy and rolling contact fatigue of railway wheels. **International Journal of Fatigue**, v. 23, pp. 29-43, 2001.

FINDLEY W., A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending. **J Engng Ind Trans ASME**, v. 6, pp. 81-301, 1959.

GARUD, Y. S, Multiaxial Fatigue: A Survey of the State of the Art, **Journal of Testing and Evaluation**, v. 9, n. 3, pp. 165-178, 1981.

GONÇALVES, C. A., ARAUJO, J., MAMIYA E., Multiaxial fatigue: a stress based criterion for hard metals, **International Journal of Fatigue**, v. 27, pp. 177-187, 2005.

GOUGH, H. J., POLLARD, H. V., CLENSHAW, W. J., Some Experiments on the Resistance of Metals to Fatigue under Combined Stresses, **Aeronautical Research Council**, R&M2522, 1951.

GULERS, P., LARS, A., LUNDÉN, R., High-frequency vertical wheel–rail contact forces—Field measurements and influence of track irregularities, **Wear**, v.265, n.9-10, pp. 1772-1478, 2008.

HA, M., KANG, C., Fatigue analysis of railway wheels according to UIC standards, In: 12TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON CONTROL, AUTOMATION AND SYSTEM, 2012, Jeju Island, **Anais...** Proceedings of 12th International conference on control, automation and system.

HERTZ, H. R., On the contact of two elastic solids, In: \_\_\_\_\_ . **Miscellaneous Papers**. 8ed. London: Macmillan & Co, 1896, Cap. 5, p. 146-162.

INÁCIO, T., **Otimização de modelo de fadiga multiaxial por meio de algoritmo genético**, 2008, 89p., Dissertação (Mestrado), Universidade de Brasília, Brasília.

KALOUSEK, J, Keynote address: light to heavy, snail to rocket. **Wear**, v. 253, pp. 1–8, 2002.

KAKUNO, H., KAWADA, Y., A new criterion of fatigue strength of a round bar subjected to combined static and repeated bending and torsion, **Fatigue of Engineering Materials and Structures**, v. 2, pp. 229-236, 1979.

LEE, S. B., A Criterion for Fully Reversed Out-of-Phase Torsion and Bending, **American Society for Testing and Materials**, pp. 553-568, 1985.

LEMAITRE, J., CHABOCHE, J., **Mechanics of solid materials**, Cambridge University Press, 1990, 556p.

LITTMANN, W. The mechanism of contact fatigue. **NASA Special Report**, SP-237, pp. 309–378, 1969.

LIU, Y., Mahadevan, S., Multiaxial high-cycle fatigue criterion and life prediction for metals, **International Journal of Fatigue**, v. 27, pp.790–800, 2005.

LIU, Y., **Stochastic modeling of multiaxial fatigue and fracture**, 2006, 215p., Tese (Doutorado), Vanderbilt University, Tennessee.

MALAVOLTA, A. **Metodologia para determinação dos parâmetros utilizados em uma nova superfície de escoamento anisotrópica para processos de conformação de chapa metálicas**, 2008, 194 p., Tese (Doutorado), Universidade de São Paulo, São Paulo.

MALCHER, L., **Um modelo para determinação da resistência à fadiga multiaxial para carregamentos de flexão e torção combinados, fora da fase e com amplitude constante: com base no critério do invariante do tensor**. 2006, 105p., Dissertação (Mestrado), Universidade de Brasília, Brasília.

MATAKE T., An explanation on fatigue limit under combined stress. **Bulletin of JSME**, v. 20, n.141, pp. 257–263, 1977.

MATOS, A., **Multiaxial Fatigue Simulation of an AZ31 Magnesium Alloy using ANSYS and a Plasticity Program**, 2010, 98 p., Dissertação (Mestrado), Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa.

MEYERS, M., CHAWLA K., **Mechanical Behavior of Materials**, Cambridge University Press, 2009, 882 p.

MCDIARMID, D. L., A general criterion for high cycle multiaxial fatigue failure. **Fatigue and Fracture Engineering Materials and Structure**, v.14, pp. 429–53, 1991.

MCDIARMID, D. L., A shear stress based critical plane criterion of multiaxial fatigue failure for design and life prediction, **Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures**, v. 17, n. 12, pp. 1475-1485, 1994.

MINICUCCI, D., **Avaliação de tensões por ultrassom no aro e rodas ferroviárias forjadas novas**, 2003, 139 p., Dissertação (Mestrado), Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

MINUCCI, F., **Fadiga Multiaxial Aplicada à Avaliação da Vida de Virabrequins**, 2010, 107p., Dissertação (Mestrado), Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

NORTON, R. L., **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**, 2ed, Bookman, 2004, 983p.

OLVER, A., The Mechanism of Rolling Contact Fatigue: An Update, **Journal of Engineering Tribology**, v.219, pp. 219-313, 2005.

PAPADOPOULOS, I. V., 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 and Fracture of Engineering Materials and Structures**, v. 21, n.3, pp. 269-285, 1998.

PONTER A.R.S., HEARLE A.D., JOHNSON K.L., Application of the kinematical shakedown theorem to rolling and sliding point contacts. **Journal Mechanical Physics Solids**, v. 33, pp. 339–362, 1985.

POSCHMANN I., TSCHAPOWETZ, E., RINNHOFFER H.. Heat Treatment Process and Facility for Railway Wheels, **Advanced Forging Technologies**, 2012.

RINGSBERG, J. W., Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation, **International Journal of Fatigue**, v. 23, pp. 575–586, 2001.

RINGSBERG, J.W., LINDBACK T., Rolling contact fatigue analysis of rails including numerical simulations of the rail manufacturing process and repeated wheel-rail contact loads, **International Journal of Fatigue**, v. 25, pp. 547–55, 2003.

SANTOS, F. C., Simulação das tensões de fabricação em rodas ferroviárias utilizando o método dos elementos finitos. Laboratório Ferroviário – DPM – FEM -UNICAMP – Relatório Interno, 2003.

SANTOS, F. C., **Modelo numérico elastoplástico de contato com rolamento aplicado à análise de fadiga de rodas ferroviárias**, 2008, 248 p., Tese (Doutorado), Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

SCHÜTZ, W.. A History of Fatigue. **Engineering Fracture Mechanics**, v. 54, n. 2, pp. 263-300, 1996.

SHIGLEY, E. J., MISCHKE, C. R., BUDYNAS, R. G., **Projeto de engenharia mecânica**, Bookman, 2005, 957 p.

SINES, G., , Failure of Materials under Combined Repeated Stresses with Superimposed Static Stresses, Technical Note 3495, **National Advisory Committee for Aeronautics**, 1955.

SOCIE, D., MARQUIS, B., **Multiaxial Fatigue**, SAE, 2000, 484 p.

STEPHENS, R. I., FATEMI, A., STEPHENS, R. R., FUCHS, H. O., **Metal Fatigue in Engineering**, Wiley Inter-Science, 2 ed., 2001, 472 p.

SURESH, S., **Fatigue of materials**, Cambridge University Press, 1991, 704 p.

TYFOUR, W.R., BEYNON J.H., KAPOOR, A., Deterioration of rolling contact fatigue life of pearlitic rail steel due to dry-wet rolling sliding line contact, **Wear**, v. 197, pp. 255-265, 1996.

WAY, S. Pitting due to rolling contact. **Journal of Applied Mechanics**, v. 57, pp.49–58, 1935.